Travaux publics Canada
Bureau des programmes
solaires

Manuel du cours de conception des systèmes solaires

Partie I - Fondements
mai 1982

Assistance et information:

J. Richard Culham
Ingénieur (Transfert
technologique)
Bureau des programmes
solaires
Immeuble Sir Charles Tupper
Promenade Riverside
Ottawa (Ontario)
K1A 0M2

(613) 998-3641

Ce document ne constitue pas une publication du ministère.
A ne pas citer comme référence ou cataloguer dans une bibliothèque.

SR83/D

Préparé pour

TRAVAUX PUBLICS CANADA

BUREAU DES PROGRAMMES SOLAIRES

par

UNIES Lld.

Ingénieurs-Conseils

1666, avenue Dublin

Winnipeg (Manitoba)

R3H OH1

MANUEL DU COURS DE CONCEPTION DES SYSTÈMES SOLAIRES

PARTIE I - FONDEMENTS

PRINCIPES

TABLE DES MATIÈRES

Chapitre

1 INTRODUCTION

2 RAYONNEMENT SOLAIRE

APPENDICE 2A-1 - DONNÉES MÉTÉOROLOGIQUES MOYENNES PAR MOIS POUR 97 VILLES CANADIENNES

APPENDICE 2A-2 - $\bar{R}$ EN FONCTION DE $\bar{K}_T$

3 TRANSFERT DE CHALEUR ET ÉQUATIONS DE PERFORMANCES DES CAPTEURS SOLAIRES

4 SYSTÈMES À LIQUIDE

5 SYSTÈMES À AIR

6 COMPOSANTS DES SYSTÈMES

7 DURABILITÉ DES CAPTEURS ET DES SYSTÈMES SOLAIRES

REFERENCES TECHNIQUES

TABLE DES MATIÈRES

Chapitre		Page
1	INTRODUCTION	1-1
	1.1 CONTENU DU COURS	1-1
	1.2 CLASSIFICATION DES CAPTEURS ET DES SYSTÈMES	1-2
	1.3 HISTORIQUE	1-4

1-4

CHAPITRE 1

INTRODUCTION

1.1 CONTENU DU COURS

Le présent cours de conception de systèmes solaires a pour principal objectif la formation d'ingénieurs et d'autres personnes qui sont engagés dans le PAUES de Travaux publics Canada. Il est destiné aux secteurs privé et public, aux personnes qui contrôlent et administrent les projets PAUES, et aux ingénieurs concepteurs.

Le présent cours comprend deux parties. La partie I, "Fondements", couvre le rayonnement solaire, le transfert de chaleur des capteurs, une introduction à la conception des systèmes à liquide et à air, la durabilité des capteurs et les composants des systèmes. La partie II, "Sujets spécialisés", couvre la méthodologie de la conception, le choix des sites, les techniques de simulation, la démarche de la conception, l'inspection et la vérification des systèmes en fonctionnement. L'élément principal du cours "Sujets spécialisés" consiste en un atelier sur l'utilisation du F-CHART 4.0 au moyen d'un terminal informatique.

Le cours est offert en deux parties indépendantes pour tenir compte de ceux qui connaissent déjà les fondements des systèmes solaires ou qui n'ont pas le temps de le suivre en une fois.

Le cours traite de la conception des systèmes de chauffage des locaux et des chauffe-eau domestiques et industriels, mais surtout des systèmes de chauffage à eau puisqu'ils sont plus courants et constituent l'application la plus économique de l'énergie solaire au Canada.

1.2 CLASSIFICATION DES CAPTEURS ET DES SYSTÈMES

Les capteurs solaires sont soit à air, soit à liquide; ces deux grands types permettent de classer non seulement les capteurs mais aussi les systèmes. Les capteurs à air sont normalement des plaques planes vitrées; les capteurs plans à liquide sont vitrés ou non. Il existe un autre type de capteurs à liquide, celui à tube sous vide; dans ces capteurs les pertes de chaleur par convection sont éliminées au moyen d'un espace annulaire vide autour du tube absorbeur. Il existe bien d'autres types de capteurs à liquide munis de divers dispositifs de concentration, mais aucun concentrateur n'est approuvé dans le PAUES.

Il existe d'autres distinctions importantes entre les systèmes solaires à part le type de capteur comme le mode, actif ou passif, les applications de l'énergie solaire recueillie et les méthodes de protection contre le gel. Seuls des systèmes actifs peuvent être installés en vertu du PAUES; aussi, seuls ces systèmes seront-ils abordés ici. Voici les principales applications de l'énergie solaire au Canada:

1. chauffage des piscines
2. chauffage domestique ou commercial de l'eau
3. chauffage industriel de l'eau
4. préréchauffage d'appoint de l'air
5. chauffage des locaux
6. séchage des récoltes ou d'autres substances.

Il est également possible d'utiliser le solaire pour la réfrigération bien qu'il soit peu probable que ce soit rentable au Canada.

Parmi les applications ci-dessus, le séchage et le préchauffage de l'air sont mieux assurés par des systèmes à air, le chauffage des locaux, habituellement par des systèmes à air, et les trois autres applications, par des systèmes à liquide.

Les systèmes à air n'ont naturellement pas besoin d'être protégés contre le gel. Certains systèmes à liquide, en particulier les réchauffeurs de piscine, utilisent le plus simple de tous les moyens de protection contre le gel: l'arrêt et la vidange en hiver. Pour ce qui est des systèmes qui doivent fonctionner en hiver, la protection contre le gel peut être assurée par un fluide caloporteur qui ne gèle pas dans les conditions ambiantes (comme une solution de glycol ou un liquide organique) ou par une vidange automatique des capteurs lorsqu'il y a possibilité de gel. Si on utilise la dernière technique, les capteurs peuvent être "vidangés temporairement" dans un réservoir de stockage ou "vidangés définitivement". Sous certains climats, la circulation d'eau chaude stockée permet d'éviter le gel, ce qui n'est pas réalisable dans un Canada aux hivers rigoureux.

1.3 HISTORIQUE

Le principe du chauffage solaire est bien connu depuis le début du siècle et, avant l'avènement du gaz naturel à la fin des années 40, les chauffe-eau domestiques solaires

proliféraient en Floride et dans le sud de la Californie. On les a utilisé longtemps en Australie et en Israël. Les premiers travaux de recherche et de développement sur le chauffage solaire des locaux ont été faits au MIT dans les années 40 et 50, mais ce n'est que depuis la hausse en flèche du prix du pétrole au début des années 70 que l'énergie solaire a suscité un regain d'intérêt en Amérique du Nord.

Le premier système actif de chauffage solaire des locaux au Canada a été construit par Erich Hoffman, de Surrey (C.-B.). Son système comprenait un ensemble de capteurs de 37 m^2 et des réservoirs de stockage de la chaleur d'une capacité de 3 600 L, logés dans une petite pièce du sous-sol de sa résidence. Pour chauffer la maison, il suffit d'ouvrir une porte pour permettre une circulation d'air chaud.

Vers 1975, le gouvernement canadien a commencé de financer le chauffage solaire au Canada. Greg Allan a reçu pour sa maison de Gananoque une subvention de 15,000 $. Son système se compose de capteurs d'une superficie de 22 m^2 et de sacs de stockage de la chaleur remplis de paraffine d'un

poids total de 1 800 kg. Un autre projet financé par le gouvernement est celui de la résidence Meadowvale, de Mississauga (Ontario). Cette maison, d'une superficie habitable de 125 m^2, est munie d'un système à capteurs à liquide d'une superficie de 64 m^2 et d'un réservoir d'eau en béton de 22 730 L.

Les projets d'énergie solaire de cette période n'ont pas tous été financés par le gouvernement. Martin Stanley-Jones a construit à Ottawa une maison de 172 m^2, très économe d'énergie, chauffée au moyen de capteurs Sunworks de 19 m^2 et d'un réservoir d'eau de 22 700 L. Rick Symmes a, lui, construit un capteur à air enboîtable, avec stockage dans un lit de galets qui lui a coûté 1 300 $ en matériel de récupération et qui lui permettrait de répondre à 25% de ses besoins en chauffage.

Voici deux projets ambitieux de la fin des années 70, financés par le gouvernement : l'arche Alchemy près de Charlottetown et la maison Provident. Dans le premier, le système comprenait des capteurs à eau d'une superficie de 79 m^2 et un réservoir de stockage de 95 500 L pour le chauffage des locaux. Dans le deuxième, on a appliqué pour la première fois au Canada le principe du stockage annuel.

La maison Provident d'une superficie habitable de 260 m^2 est chauffée par 67 m^2 de panneaux solaires refroidis à l'eau. Un réservoir de 273 000 L, occupant tout le sous-sol, stocke l'énergie produite l'été en vue d'assurer intégralement le chauffage l'hiver.

En 1978, le gouvernement canadien est arrivé à la conclusion que les méthodes qu'il utilisait pour financer l'énergie solaire ne pouvaient pas permettre le développement d'une industrie canadienne. Par conséquent, il mit sur pied l'Administration des programmes solaires au sein du ministère des Travaux publics du Canada, qui finance le PAFES (Programme d'aide aux fabricants d'équipement solaire) et le PAUES (Programme d'achat et d'utilisation d'équipement solaire). Le PAFES, doté d'un budget de 4,1 millions de dollars, subventionne le développement de 21 nouveaux produits solaires de dix compagnies canadiennes. Le PAUES, doté d'un budget de 125 millions de dollars, a comme but d'utiliser cet équipement pour assurer le chauffage de l'eau et des locaux des édifices du gouvernement fédéral. Environ 500 projets ont été financés jusqu'en 1981, allant de simples chauffe-eau domestiques à des ensembles de capteurs de plus de 500 m^2 coûtant plus d'un quart de million de dollars.

Un autre immportant programme d'énergie solaire en cours, administré par le ministère de l'Énergie, des Mines et Ressources, est le programme de démonstration de chauffe-eau domestiques dont le but est d'en équiper environ 900 résidences.

La majeure partie des activités actuelles de l'industrie solaire canadienne découle des programmes du gouvernement fédéral et de plusieurs autres financés par les gouvernements provinciaux. Actuellement, les installations solaires privées se limitent principalement à des chauffe-eau pour piscines, qui offrent à l'acheteur une période de recouvrement raisonnablement courte compte tenu de la montée vertigineuse du prix de l'énergie.

TABLE DES MATIÈRES

CHAPITRE		PAGE
2	RAYONNEMENT SOLAIRE	
	2.1 INTRODUCTION	2-1
	2.2 NATURE DU RAYONNEMENT SOLAIRE	2-1
	2.3 REPRÉSENTATION GÉOMÉTRIQUE DU RAYONNEMENT SOLAIRE	2-7
	2.4 DISPONIBILITÉ DES DONNÉES SOLAIRES	2-16
	2.5 DISPONIBILITÉ DIRECTE ET DIFFUSE DU RAYONNEMENT MOYEN PAR MOIS	2-17

LISTE DES FIGURES

Figure		
2.2.1	DISTRIBUTION DU POUVOIR ÉMISSIF EN FONCTION DE LA LONGUEUR D'ONDE	2-4
2.2.2	DISTRIBUTION NORMALISÉE DU POUVOIR ÉMISSIF EN FONCTION DE LA LONGUEUR D'ONDE	2-5
2.2.3	SPECTRE DU RAYONNEMENT	2-6
2.3.1	ANGLE ZÉNITAL, INCLINAISON, AZIMUT DE LA SURFACE ET AZIMUT SOLAIRE POUR UNE SURFACE INCLINÉE	2-7
2.3.2	ÉQUATION DU TEMPS, E, EN MINUTES, EN FONCTION DU JOUR DE L'ANNÉE	2-9
2.3.3	ANALEMME	2-10
2.3.4	EFFET DE L'INCLINAISON DU CAPTEUR SUR L'ÉNERGIE RECUEILLIE	2-12
2.3.5	ANGLES D'INCIDENCE SUR UN CAPTEUR INCLINÉ D'UN ANGLE ÉGAL A LA LATITUDE	2-12
2.3.6	INSOLATION QUOTIDIENNE EXTRA-TERRESTRE SUR UNE SURFACE HORIZONTALE AU MILIEU DE CHAQUE MOIS	2-13
2.3.7	VARIATION QUOTIDIENNE DU RAYONNEMENT SOLAIRE	2-14
2.5.1	REPRÉSENTATION DU RAYONNEMENT DIRECT ET DU RAYONNEMENT DIFFUS	

LISTE DES TABLEAUX

Tableau

2.3.1 I_O, RAYONNEMENT EXTRA-TERRESTRE QUOTIDIEN MOYEN PAR MOIS SUR UNE SURFACE HORIZONTALE, BTU/(PI2.JOUR) 2-15

APPENDICE

2A-1 DONNÉES MÉTÉOROLOGIQUES MOYENNES PAR MOIS POUR 97 VILLES CANADIENNES 2-21

2A-2 R EN FONCTION DE K_T 2-29

RAYONNEMENT SOLAIRE

2.1 INTRODUCTION

Voici les aspects du rayonnement solaire, traités dans ce chapitre:

1. nature physique du rayonnement solaire
2. représentation géométrique du rayonnement solaire
3. disponibilité des données solaires
4. conversion des données sous la forme requise.

Ces aspects sont approfondis dans les chapitres 1, 2 et 3 de "Solar Engineering of Thermal Processes" par Duffie et Beckman (D et B). Pour plus de clarté, on employera ici leur nomenclature.

2.2 NATURE DU RAYONNEMENT SOLAIRE

Le rayonnement thermique est un rayonnement électromagnétique comme les rayons X, les radiofréquences, le rayonnement gamma, etc., et est régi par l'équation d'onde

$$C = C_o/\eta = \lambda\upsilon \qquad \text{(éq. 2.2.1)}$$

Voici les propriétés fondamentales de rayonnement d'un corps:

1. facteur d'absorption α = q(absorbé)/q(incident) (éq. 2.22)
2. facteur de réflexion ρ = q(réfléchi)/q(incident) (éq. 2.2.3)
3. facteur de transmission τ = q(transmis)/q(incident) (éq. 2.2.4)

On emploie les termes facteurs de transmission, d'absorption et de réflexion à la place de transmissivité, absorptivité et réflectivité car ils sont des propriétés d'objets plutôt que des substances qui les composent. Une vitre a un facteur de transmission fonction de son épaisseur, alors que la transmissivité est la propriété de la substance la constituant et est indépendante de l'épaisseur.

Il pourrait sembler que les expressions facteur de réflexion et réflectivité soient interchangeables puisque le phénomène qu'ils quantifient est indépendant de la géométrie interne du corps. Toutefois, la rugosité des surfaces, les revêtements d'oxyde, etc., modifient le facteur de réflexion des surfaces; par ailleurs, la réflectivité est réservée aux surfaces idéalement lisses et propres si bien qu'elle ne dépend que de la substance dont est faite la surface, alors que le facteur de réflexion s'applique à des surfaces réelles.

On dit qu'une surface est noire si elle absorbe tout le rayonnement incident, quels qu'en soient la longueur d'onde et l'angle d'incidence; ainsi, son facteur d'absorption est de 1. Un corps noir à la température absolue T émet une quantité d'énergie par unité de surface égale à

$$E_b = \sigma T^4 \qquad \text{(éq. 2.2.5)}$$

où σ est la constante de Stefan-Boltzman.

$$\sigma = 0{,}1714 \times 10^{-8} \text{ BTU/pi}^2 \text{ .h .}^{\circ}\text{R}^4$$

$$= 5{,}6697 \times 10^{-8} \text{ W/m}^2 \text{ .K}^4$$

Aucune surface ne peut émettre plus d'énergie par unité de surface qu'un

corps noir à la même température. Le facteur d'émission est défini comme

$$\varepsilon(T) = E(T) \,/\, E_b(T) \qquad \text{(éq. 2.2.6)}$$

Remarquer qu'il s'agit d'une fonction de la température comme les autres propriétés des rayonnements.

La loi de Kirchoff dit que $\varepsilon_\lambda(T) = \alpha_\lambda(T)$ pour toute surface. Toutefois, cela n'entraîne pas que $\varepsilon = \alpha$ pour toute la gamme des longueur d'onde à une température donnée. Il est donc possible de produire une surface sélective, avec un facteur d'absorption de 0,9 pour le rayonnement solaire (gamme de longueurs d'onde allant de 0,2 à 1,0 micron) et un facteur d'émission de 0,1 à une température de 300 K dans la gamme allant de 7 à 15 microns. La distribution de l'énergie en fonction de la longueur d'onde du rayonnement du corps noir est donnée par la formule de Planck:

$$E_{b\lambda} = \frac{2\pi C_o^2}{\lambda^5 (e^{hC_o/\lambda KT} - 1)} \qquad \text{(éq. 2.2.7)}$$

où h est la constante de Planck

k est la constante de Boltzman

$C_1 = 2\pi hC_o^2 = 3{,}7405 \times 10^{-16}\ W \cdot m^2$

$C_2 = hC_o/k = 0{,}0143879\ m \cdot K$

Cette distribution est représentée sur une échelle logarithmique pour trois températures à la figure 2.2.1.

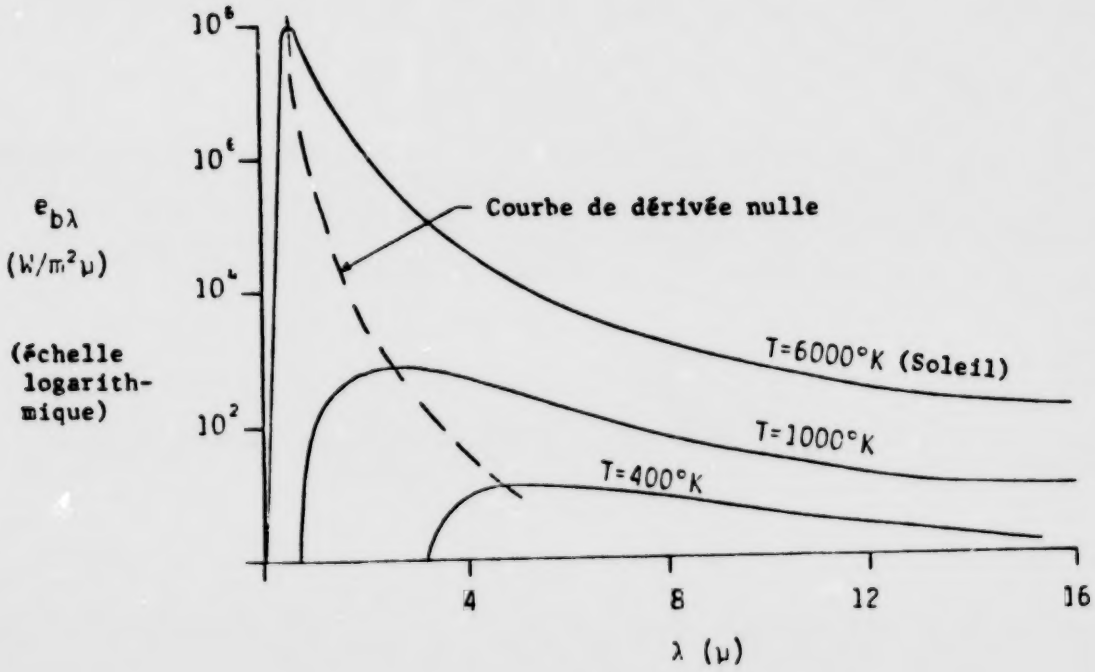


FIGURE 2.2.1

DISTRIBUTION DU POUVOIR ÉMISSIF EN FONCTION DE LA LONGUEUR D'ONDE

La loi de déplacement de Wien

$$\lambda_{max} T = 2897,8 \ \mu K \qquad \text{(éq. 2.2.8)}$$

représente la courbe de dérivée nulle, qui passe par les maxima.

On représente à la figure 2.2.2 trois courbes normalisées.

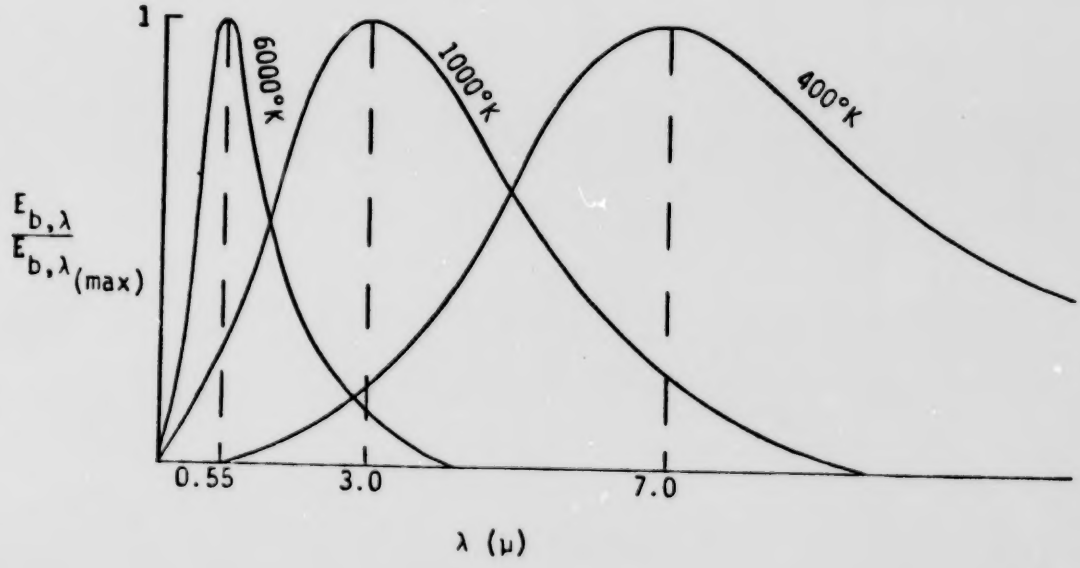
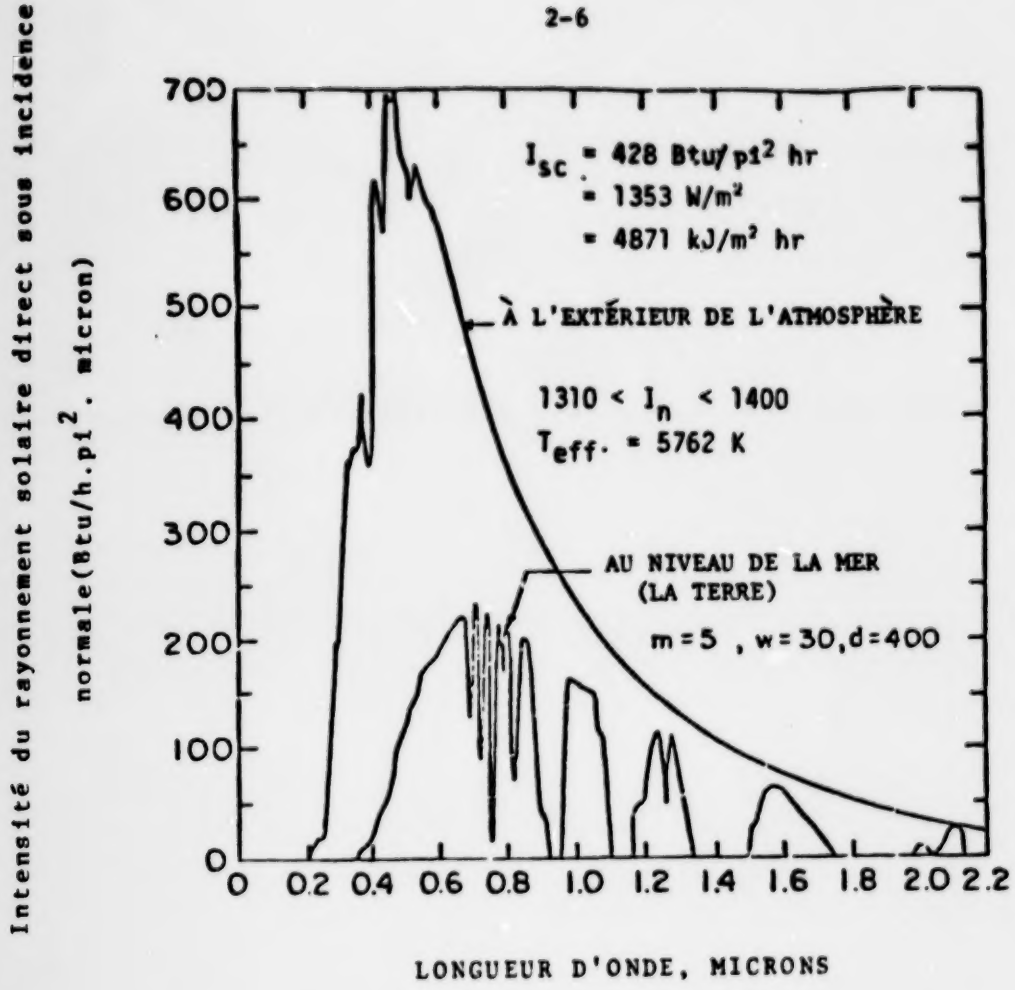


Figure 2.2.2
DISTRIBUTION NORMALISÉE DU POUVOIR ÉMISSIF EN FONCTION DE LA LONGUEUR D'ONDE

L'intégration de l'expression de $E_{b\lambda}$ en fonction de la longueur d'onde donne la surface sous ces courbes:

$$E_b = {}_0\int^{\infty} E_{b\lambda} d\lambda = \sigma T^4 \qquad \text{(éq. 2.2.9)}$$

Aucune surface réelle n'émet autant que le corps noir. Le rayonnement du soleil est proche de celui d'un corps à 5762 K, mais, comme la figure 2.2.3 le montre, ce rayonnement présente des irrégularités. Lorsque le rayonnement arrive sur la surface de la terre, son spectre a été grandement modifié par l'absorption par l'ozone, la vapeur d'eau, le dioxyde de carbone et les particules de poussière.



SPECTRE DU RAYONNEMENT SOLAIRE DIRECT SOUS INCIDENCE NORMALE À LA LIMITE SUPÉRIEURE DE L'ATMOSPHÈRE ET À LA SURFACE DE LA TERRE AU NIVEAU DE LA MER, où:

$$m = \text{masse d'air} = \frac{\text{longueur de la trajectoire des rayons solaires à travers l'atmosphère}}{\text{la plus courte trajectoire des rayons solaires dans l'atmosphère}}$$

w = épaisseur de l'eau précipitable dans l'atmosphère - mm

d = particules de poussière par cm^3

m = 5 pour une élévation du soleil de 11° et une transmissivité de 0,28 environ

Figure 2.2.3 SPECTRE DU RAYONNEMENT

S'il n'y avait pas d'atmosphère, l'intensité du rayonnement solaire à la surface de la terre serait de 1353 W/m^2 avec, selon l'époque de l'année, une variation de $\pm$ 3 % qui tient à la variation de la distance entre la terre et le soleil au cours de l'année; l'intensité du rayonnement solaire varie selon la loi de l'inverse du carré de la distance. Lorsque l'on ne dispose pas de données expérimentales, il est possible d'évaluer le rayonnement par ciel clair à partir de la constante solaire, par la méthode décrite à la section 2.8 de D et B.

2.3 REPRÉSENTATION GÉOMÉTRIQUE DU RAYONNEMENT SOLAIRE

La connaissance de l'intensité du rayonnement solaire à la surface de la terre n'est pas suffisante pour calculer l'énergie incidente sur un capteur. Voici les deux raisons:

1. le capteur n'est pas normal à la direction du rayonnement, et
2. une bonne partie du rayonnement arrivant sur le capteur est du rayonnement diffus provenant du ciel et du sol.

Le problème géométrique est le plus simple des deux à résoudre, car il ne relève que de l'analyse mathématique. La figure 2.3.1 définit les symboles nécessaires à l'analyse.

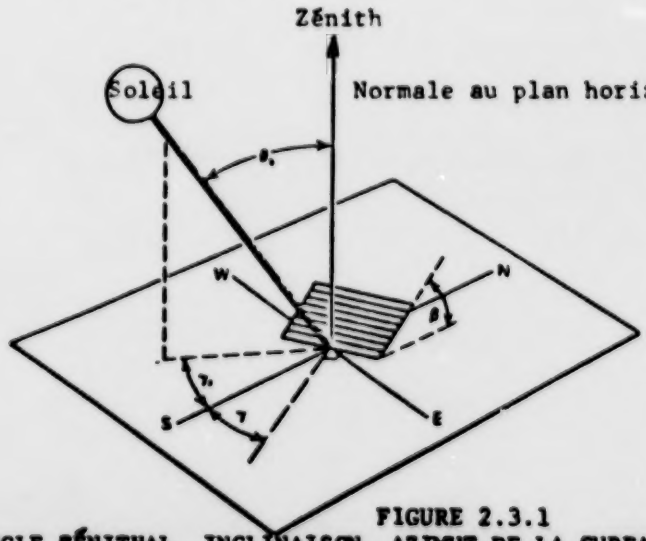


FIGURE 2.3.1
ANGLE ZÉNITHAL, INCLINAISON, AZIMUT DE LA SURFACE ET AZIMUT SOLAIRE POUR UNE SURFACE INCLINÉE

L'équation de l'angle d'incidence, Θ, du rayonnement solaire sur une surface est:

$$\begin{aligned}\cos\Theta = {} & \sin\delta \sin\phi \cos\beta \\ & - \sin\delta \cos\phi \sin\beta \cos\gamma \\ & + \cos\delta \cos\phi \cos\beta \cos\omega \\ & + \cos\delta \sin\phi \sin\beta \cos\gamma \cos\omega \\ & + \cos\delta \sin\beta \sin\gamma \sin\omega \end{aligned} \qquad \text{(éq. 2.3.1)}$$

où ϕ = latitude (N = +)

δ = déclinaison (N = +)

β = inclinaison de la surface (horizontale = 0)

γ = azimut de la surface (S = 0, W = +90°)

ω = angle horaire (11h00 = -15°,
13h00 = +15°)

La déclinaison est donnée par

$$\delta = 23{,}45^\circ \left(\sin 360\right)\left(\frac{284 + n}{365}\right) \qquad \text{(éq. 2.3.2)}$$

où n = jour de l'année

Le temps pour déterminer l'angle horaire est le temps solaire, donné par

$$\tau = \text{temps universel} + E + 4\left(L_{ST} - L_{LOC}\right)$$

où E = équation du temps

L_{ST} = longitude de référence du temps universel

L_{LOC} = longitude locale

On montre à la figure 2.3.2 l'équation du temps; elle est représentée par

$$E = 9{,}87 \sin(2B) - 7{,}53 \cos(B) - 1.5 \sin(B) \qquad \text{(éq. 2.3.3)}$$

où $B = 360\,(n-81)/364$

et n = jour de l'année.

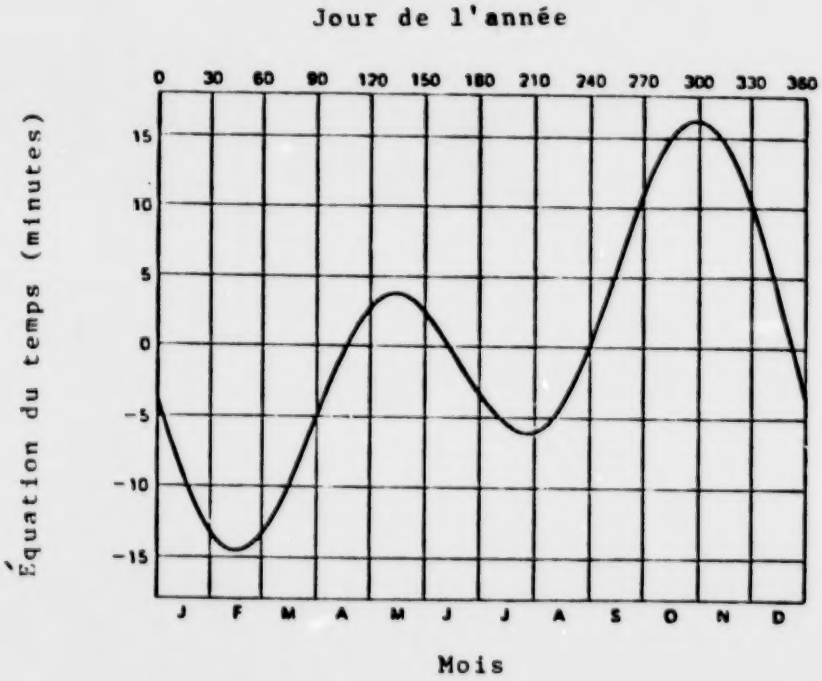
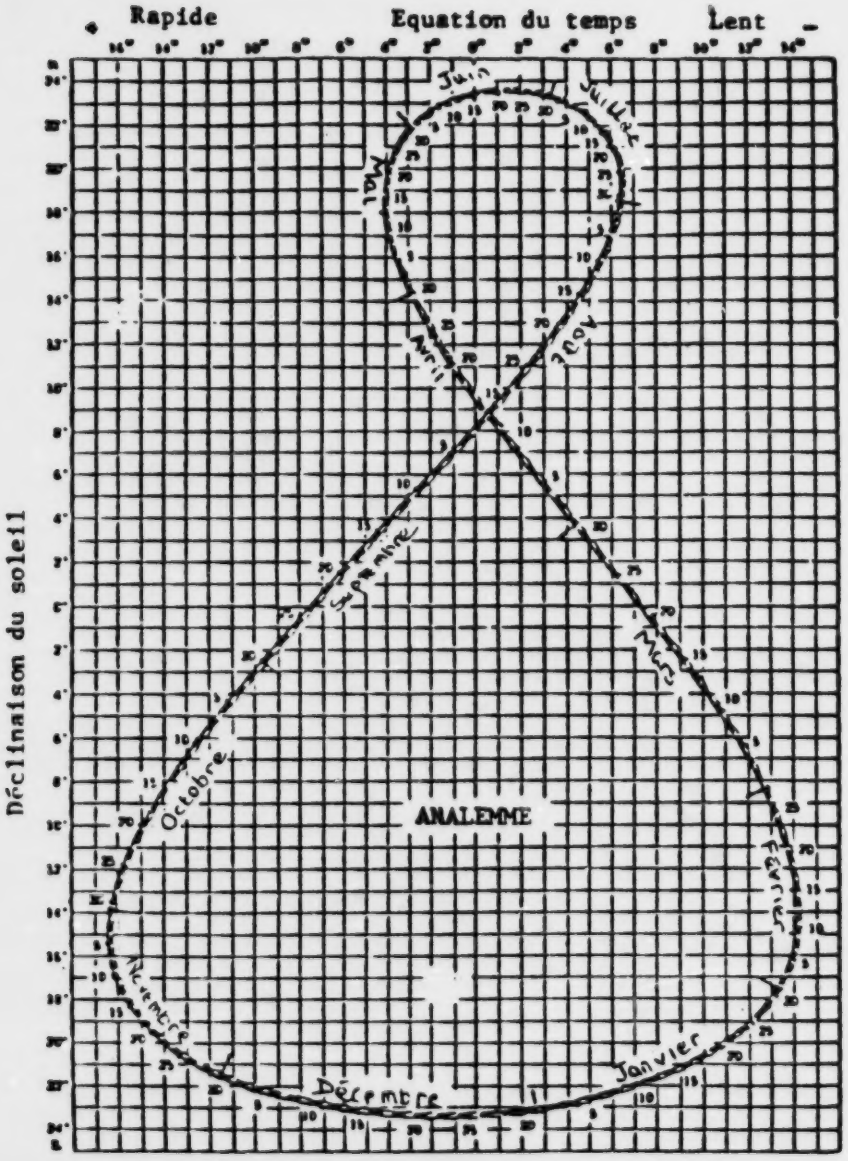


FIGURE 2.3.2 ÉQUATION DU TEMPS, E, EN MINUTES, EN FONCTION DU JOUR DE L'ANNÉE

Une autre façon de représenter l'équation du temps est le graphique connu sous le nom d'analemme. L'analemme (figure 2.3.3) peut aussi être utilisé pour déterminer la déclinaison du soleil.



Représenation graphique de l'équation du temps: l'analemme

Les valeurs de l'équation du temps se répartissent à la droite et à la gauche de la ligne médiane verticale.

FIGURE 2.3.3 ANALEMME

Les figures 2.3.4 et 2.3.5 illustrent les effets de l'inclinaison du capteur sur le flux de rayonnement intercepté.

En utilisant l'équation 2.3.5, on peut trouver le rayonnement sur une surface horizontale située en dehors de l'atmosphère terrestre pour un jour moyen de chaque mois. Les représentations graphiques se trouvent aux figures 2.3.6 et 2.3.7, et la forme numérique, au tableau 2.3.1.

L'étude de ces courbes montre de façon évidente que le pôle Nord reçoit plus de rayonnement horizontal que toute autre région du globe au milieu de l'été, même si le soleil est plus haut plus au sud. Ce phénomène soulève la question de savoir comment utiliser un capteur plan pour l'exploiter au maximum.

Le tableau 2.3.1 présentera un intérêt plus tard puisqu'il contient des données sur la façon de résoudre le problème de l'élimination du rayonnement diffus.

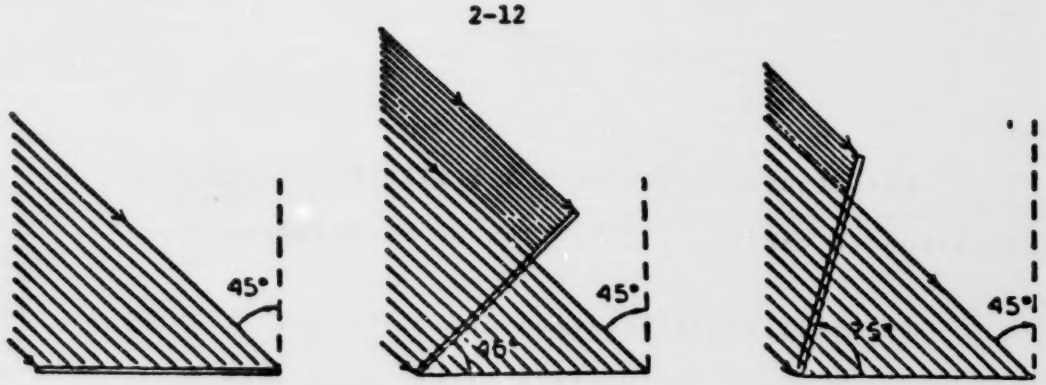
Le facteur géométrique, R_b, est le rapport du rayonnement incident sur une surface inclinée à celui sur une surface horizontale au même instant.

$$R_b = \frac{G_{bt}}{G_b} = \frac{\text{Cos } \Theta_T}{\text{Cos } \Theta z} \qquad \text{(éq. 2.3.4)}$$

En utilisant l'équation 2.3.1

$$R_b = \frac{\text{Cos } (\phi-\beta) \text{ Cos } \delta \text{ Cos } \omega - \text{Sin } (\phi+\beta) \text{ Sin } \delta}{\text{Cos } \phi \text{ Cos } \phi \text{ Cos } \omega + \text{Sin } \phi \text{ Sin } \delta}$$

(éq. 2.3.5)



(a) Capteur horizontal (b) Capteur incliné à 45° (c) Capteur incliné à 75°

Rayonnement intercepté par un capteur horizontal

Rayonnement supplémentaire intercepté par un capteur incliné

FIGURE 2.3.4

EFFET DE L'INCLINAISON DU CAPTEUR SUR L'ÉNERGIE RECUEILLIE

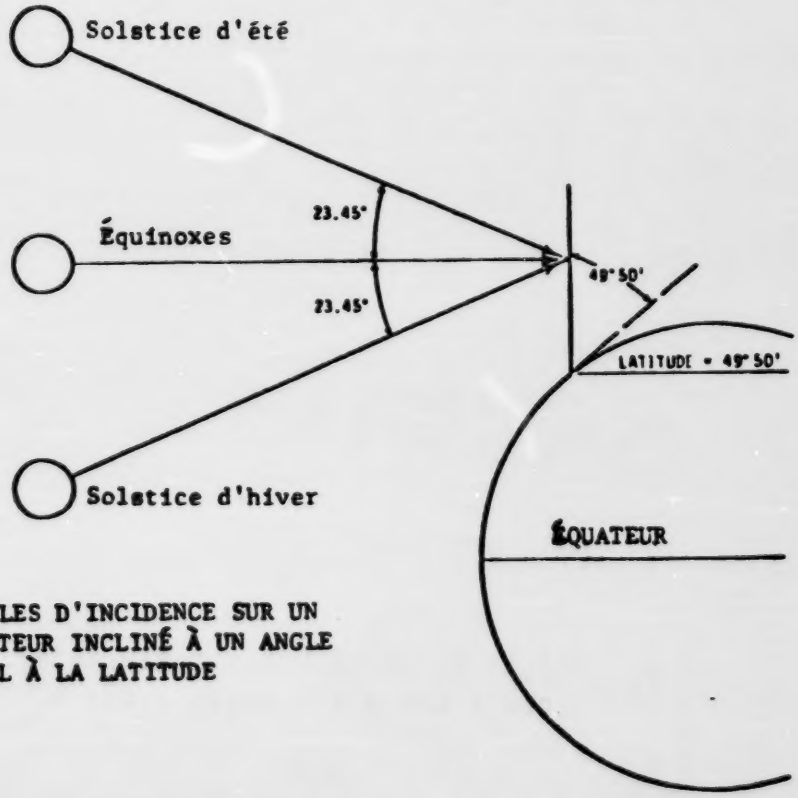
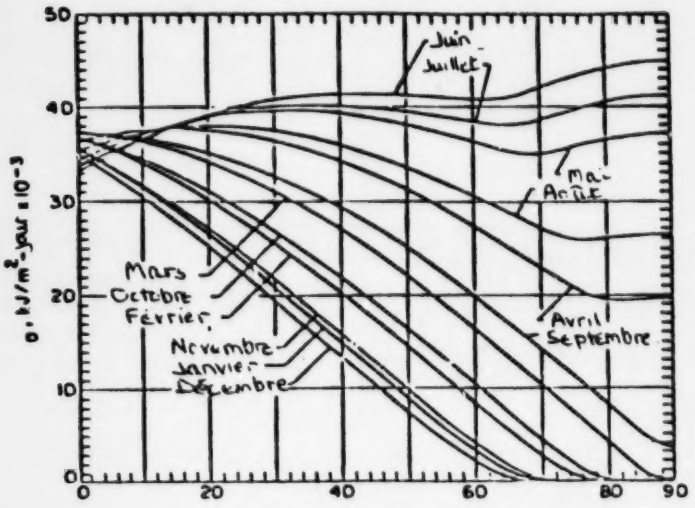
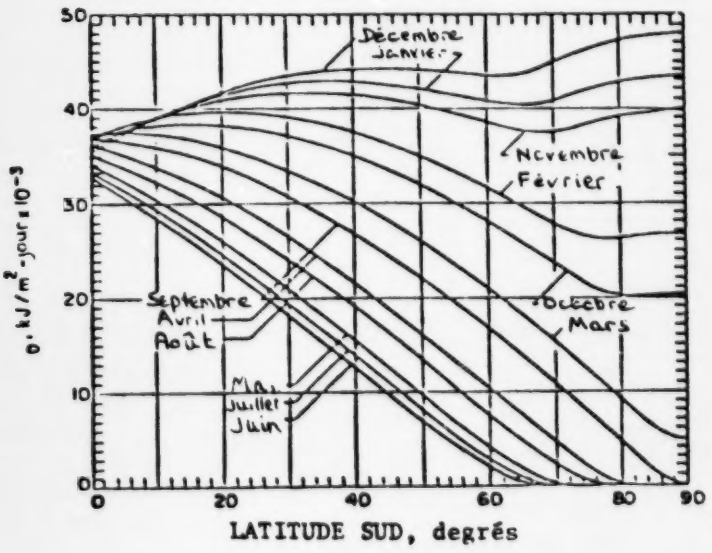


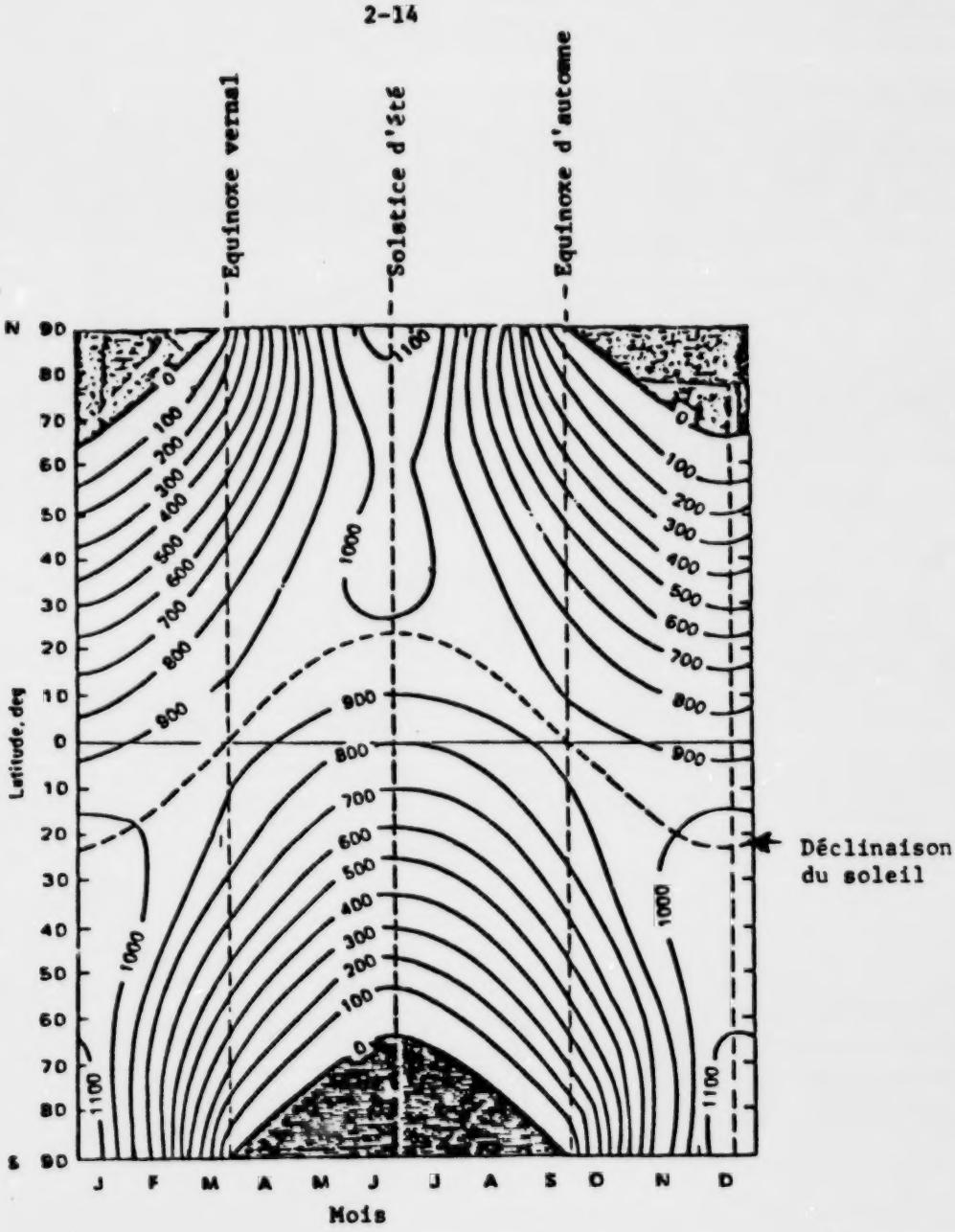
FIGURE 2.3.5 ANGLES D'INCIDENCE SUR UN CAPTEUR INCLINÉ À UN ANGLE ÉGAL À LA LATITUDE





Insolation quotidienne extra-terrestre sur une surface horizontale, au milieu de chaque mois

FIGURE 2.3.6



Variation quotidienne du rayonnement solaire à la limite supérieure de l'atmosphère en fonction de la latitude. Valeurs exprimées en langleys par jour (1 langley = 1 cal/cm^2 = 3,687 Btu/pi^2 = 11,6 W.h/m^2). D'après Kreider, J.F. et F. Kreith, "Solar Heating and Cooling", révision de la première édition, Hemisphere Publ. Corp., Washington, D.C., 1977.

FIGURE 2.3.7

Tableau 2.3.1

$\bar{I}_0$, rayonnement extra-terrestre quotidien moyen par mois sur une surface horizontale (Btu/(pi^2-jour)

Position	Jan	Feb	Mar	Apr	May	Jun	Jul	Aug	Sep	Oct	Nov	Dec
20	2349	2671	3019	3301	3421	3445	3423	3332	3106	2763	2421	2246
25	2103	2474	2891	3266	3463	3524	3485	3329	3013	2588	2152	1995
30	1851	2260	2740	3206	3482	3581	3526	3303	2877	2395	1950	1735
35	1590	2030	2570	3124	3479	3619	3546	3254	2759	2184	1698	1468
40	1324	1788	2380	3019	3454	3637	3545	3183	2600	1950	1436	1194
45	1056	1535	2172	2892	3409	3636	3523	3090	2421	1720	1174	931
50	719	1275	1948	2746	3346	3621	3489	2979	2225	1470	910	669
55	535	1011	1769	2582	3209	3596	3441	2856	2012	1212	651	422
60	299	747	1459	2403	3185	3571	3399	2709	1784	950	405	200

2.4 DISPONIBILITÉ DES DONNÉES SOLAIRES

Les données disponibles sur le rayonnement solaire les plus détaillées sont celles du Sommaire du rayonnement mensuel du Service de l'environnement atmosphérique du ministère de l'Environnement du Canada. Ce sommaire donne le rayonnement horizontal total, heure par heure, pour cinquante stations canadiennes, et, pour certaines, il donne en plus le rayonnement diffus, le rayonnement réfléchi, le rayonnement net ou l'éclairement total.

Ces mêmes données sont aussi disponibles sur bandes magnétiques pour ceux qui se servent d'un calculateur pour l'analyse heure par heure d'un système solaire. S'adresser au Centre canadien des données climatologiques, 4905 Dufferin St., Downsview (Ontario), M3H 5I4, tél. (416) 667-4026.

Pour les endroits où il n'y a pas de données solaires, il est possible d'évaluer le rayonnement par temps clair à l'aide de la méthode de D et B de la section 2.8. Remarquer aussi que les tableaux 18 à 26, commençant à la page 27.19 du 1981 ASHRAE Handbook of Fundamentals, donnent le rayonnement direct normal moyen par temps clair pour toutes les latitudes et heures. Si on utilise le rayonnement par temps clair, on peut appliquer les méthodes des sections 2.7 et 2.9 de D et B pour évaluer le rayonnement solaire moyen et obtenir une distribution statistique acceptable.

Enfin, l'Administration des programmes solaires du ministère des Travaux publics du Canada donne le rayonnement total quotidien moyen par mois sur une surface horizontale, pour 97 villes canadiennes. On présente ces données à l'appendice 2A du présent chapitre.

2.5 COMPOSANTES DIRECTE ET DIFFUSE DU RAYONNEMENT MOYEN PAR MOIS

Habituellement, les données solaires disponibles (par exempl celles de l'appendice 2A) donnent le rayonnement total. Le facteur géométrique, R_b, convertit le rayonnement direct sur une surface horizontale en rayonnement sur une surface inclinée, mais sans tenir compte de la composante diffuse. En utilisant la nomenclature de la figure 2.5.1, le rayonnement sur une surface horizontale est donné par

$$G_h = G_b \cos \theta_z + G_d \qquad \text{(éq. 2.5.1)}$$

et, sur une surface inclinée, par

$$G_t = G_b \cos \theta + G_d (1 + \cos \beta)/2 + G_h \rho_g (1 - \cos \beta)/2 \qquad \text{(éq. 2.5.2)}$$

Le coefficient $(1+\cos\beta)/2$ est le facteur de projection par rapport au ciel et $(1-\cos\beta)/2$, le facteur de projection par rapport au sol.

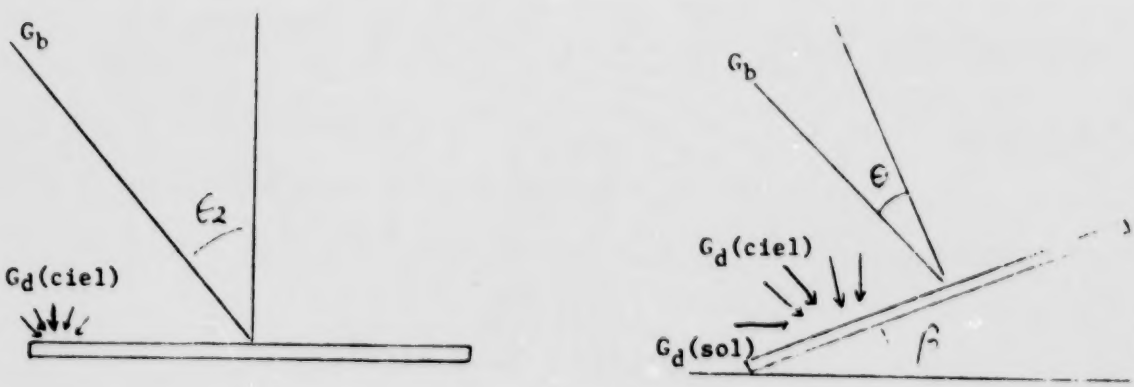


FIGURE 2.5.1

REPRÉSENTATION DU RAYONNEMENT DIRECT

ET DU RAYONNEMENT DIFFUS

Les données météorologiques renseignent sur G_h, mais non sur G_b ou G_d, si bien qu'il est impossible de résoudre ces équations si ce n'est par estimation de G_d à partir de G_h.

Il existe plusieurs méthodes pour faire cette estimation. Une de ces méthodes convient au traitement des données sur le rayonnement total quotidien moyen par mois, variable essentielle du diagramme f. Elle est basée sur l'utilisation de $\bar{R}$, le rapport du rayonnement moyen mensuel sur une surface inclinée au rayonnement moyen mensuel sur une surface horizontale. Ce rapport est fonction de $\bar{K}_T = \bar{H}/\bar{H}_o$ puisque $\bar{K}_T$ est une mesure de la diffusion dans l'atmosphère, et par conséquent, du rapport du rayonnement diffus au rayonnement direct. L'appendice 2A2 du présent chapite donne des courbes de $\bar{R}$ en fonction de $\bar{K}_T$.

Exemple 1

Trouver $\bar{H}_T$ à Winnipeg en janvier pour un capteur vertical orienté plein sud.

Solution

D'après les données météorologiques moyennes par mois de l'appendice 2A-1, $\bar{H}$ = 5 MJ/m^2.jour. Du tableau 2.3.1. $\bar{H}_o$ = 719 BTU/pi^2.jour à 50° de latitude.

$$\bar{H}_o = 719 \times 0{,}011357 = 8{,}17 \text{ MJ/m}^2\text{.jour}$$

$$\therefore \bar{K}_T = \frac{\bar{H}}{\bar{H}_o} = \frac{5}{8{,}17} = 0{,}61$$

Du graphique 2A.2 - 27 $\bar{R}$ = 2,95

Par conséquent, $\bar{H}_T = \bar{R}.H$

$= 2{,}95 \times 5$

$= 14{,}75$ MJ/m^2.jour

Exemple 2

Trouver $\bar{H}_T$ pour un capteur incliné à 45° à Vancouver en juin.

Solution

D'après les données météorologiques moyennes par mois, $\bar{H}_o$ = 22 MJ/m^2.jour. Du tableau 2.3.1., $\bar{H}_o$ = 3 621 BTU/pi^2.jour

$\therefore \bar{H}_o$ = 3 631 x 0,011357

= 41,1 MJ/m^2.jour

et $\bar{K}_T$ = 0,53

Par interpolation entre les figures 5,6,12 et 13 à l'appendice 2A.2,

$\bar{R}$ = 0,88

$\therefore \bar{H}_T = \bar{R}.\bar{H}$

= 0,88 x 22

= 19,36 MJ/m^2.jour

Problème

1. Trouver la valeur mensuelle moyenne du rayonnement solaire quotidien sur un collecteur orienté plein sud et incliné à 43° 41' à Toronto en novembre.

2. Trouver $\bar{H}_T$ à Medicine Hat en juillet pour un capteur orienté plein sud et incliné à 35°. $\bar{H}$ = 25 MJ/m^2.jour.

			JANV.	FÉV.	MARS	AVR.	MAI	JUIN	JUIL.	AOÛT	SEPT.	OCT.	NOV.	DÉC.
1	ABBOTSFORD C.-B. (LATITUDE=49.03)	D-J (BASÉS SUR 18°C)	819	590	504	283	183	99	32	82	210	345	570	663
		TEMP. AMB. MOY. (°C)	1.9	4.2	5.6	8.6	12.2	14.9	16.9	16.7	14.4	10.1	5.7	3.1
		RAD. SOL. (EJ/m²/jour)	3139	6279	10804	16325	20721	22684	23042	19465	14232	7825	4019	1758
2	ARLAVIK T.N.-O. (LATITUDE=68.23)	D-J (BASÉS SUR 18°C)	1665	1276	1245	927	574	255	160	225	432	787	1126	1407
		TEMP. AMB. MOY. (°C)	-29.0	-27.0	-22.0	-13.0	0.0	10.0	14.0	11.0	4.0	-7.0	-19.0	-27.(
		RAD. SOL. (EJ/m²/jour)	867	1926	7535	15697	20302	22060	18544	12265	6446	2344	619	25
3	ARMSTRONG ONT. (LATITUDE=50.28)	D-J (BASÉS SUR 18°C)	758	580	502	302	165	68	22	26	147	343	513	654
		TEMP. AMB. MOY. (°C)	-6.4	-2.5	1.8	7.9	12.7	16.4	19.2	17.9	13.2	6.9	.8	-3.2
		RAD. SOL. (EJ/m²/jour)	5107	8791	14149	18167	19674	22186	22186	18000	11846	7116	4730	3474
4	BAGOTVILLE QUÉ. (LATITUDE=48.33)	D-J (BASÉS SUR 18°C)	1046	893	762	485	253	100	45	74	198	382	587	921
		TEMP. AMB. MOY. (°C)	-15.7	-13.6	-6.7	1.9	9.1	15.2	17.8	16.5	11.6	5.8	-1.6	-11.5
		RAD. SOL. (EJ/m²/jour)	5232	8581	14651	16953	18837	20930	19883	16744	12223	7535	4312	3854
5	BAIE COMEAU QUÉ. (LATITUDE=49.23)	D-J (BASÉS SUR 18°C)	988	869	769	543	357	174	93	121	230	408	585	854
		TEMP. AMB. MOY. (°C)	-14.1	-13.1	-6.8	.3	6.7	12.6	15.8	15.1	10.2	5.2	-1.6	-10.3
		RAD. SOL. (EJ/m²/jour)	4395	8246	13604	17456	18418	20177	19214	15991	11679	7825	4060	3041
6	BANFF ALB. (LATITUDE=51.18)	D-J (BASÉS SUR 18°C)	906	693	675	470	327	207	114	165	268	427	653	837
		TEMP. AMB. MOY. (°C)	-11.2	-6.8	-3.8	2.3	7.5	11.2	14.5	13.4	9.1	4.2	-3.8	-8.(
		RAD. SOL. (EJ/m²/jour)	4102	7535	12851	17456	20511	23023	24530	20051	14525	8665	4646	3054
7	BLUE RIVER C.-B. (LATITUDE=52.12)	D-J (BASÉS SUR 18°C)	878	644	599	435	262	130	69	97	219	419	600	769
		TEMP. AMB. MOY. (°C)	-10.6	-4.3	-1.4	3.9	9.6	13.7	16.4	15.4	11.0	6.0	-2.4	-6.9
		RAD. SOL. (EJ/m²/jour)	3858	7032	11721	16953	20972	23442	23023	19256	13572	7451	3642	2637
8	BRANDON MAN. (LATITUDE=49.58)	D-J (BASÉS SUR 18°C)	1164	934	831	653	354	86	24	46	195	382	699	997
		TEMP. AMB. MOY. (°C)	-18.6	-15.3	-8.7	2.6	9.9	15.7	18.9	17.7	11.7	5.6	-5.3	-13.1
		RAD. SOL. (EJ/m²/jour)	5232	9167	14191	18125	20930	23023	23609	19758	13772	9084	4898	3897
9	CALGARY INT'L ALB. (LATITUDE=51.10)	D-J (BASÉS SUR 18°C)	899	719	691	439	269	150	65	97	221	383	619	793
		TEMP. AMB. MOY. (°C)	-10.9	-7.4	-4.3	3.3	9.3	13.2	16.5	15.2	10.7	5.7	-2.6	-7.(
		RAD. SOL. (EJ/m²/jour)	4312	7912	13270	17456	20511	23023	24739	20051	14651	8916	4898	3245
10	CASTLEGAR C.-B. (LATITUDE=49.33)	D-J (BASÉS SUR 18°C)	677	546	477	293	144	62	9	27	115	313	482	604
		TEMP. AMB. MOY. (°C)	-3.9	-1.2	2.6	8.3	13.4	16.8	20.6	19.6	14.5	7.9	1.9	-1.6
		RAD. SOL. (EJ/m²/jour)	4186	7200	12391	17163	21349	23274	25158	20930	14860	8791	4646	3054
11	CHARLO N.-B. (LATITUDE=48.00)	D-J (BASÉS SUR 18°C)	899	795	695	471	285	107	31	54	172	351	530	791
		TEMP. AMB. MOY. (°C)	-11.7	-11.1	-5.9	.7	7.4	13.1	17.2	15.7	11.0	5.4	-.7	-8.3
		RAD. SOL. (EJ/m²/jour)	4605	8330	13060	16200	18628	20302	19432	16577	12558	7870	4228	3642
12	CHARLOTTETOWN Î.-P.-É. (LATITUDE=46.28)	D-J (BASÉS SUR 18°C)	767	714	657	470	292	126	27	37	130	290	441	672
		TEMP. AMB. MOY. (°C)	-4.7	-7.2	-1.2	2.3	8.6	14.1	18.4	17.9	13.9	8.6	3.3	-3.6
		RAD. SOL. (EJ/m²/jour)	3517	6870	12907	15959	18224	20657	20453	17712	12630	8040	4974	3782
13	CHATHAM N.-B. (LATITUDE=47.03)	D-J (BASÉS SUR 18°C)	848	735	643	451	266	101	24	63	148	325	502	758
		TEMP. AMB. MOY. (°C)	-2.9	-2.4	1.2	7.9	13.9	19.9	22.3	21.2	17.4	11.8	4.8	-1.8
		RAD. SOL. (EJ/m²/jour)	4646	8288	12558	15697	18628	20470	19883	17163	13730	8288	4821	3893

****DONNÉES ASSOCIÉES À DES VILLES CANADIENNES UTILISÉES DANS PCHART****

			JANV.	FÉV.	MARS	AVR.	MAI	JUIN	JUIL.	AOÛT	SEPT.	OCT.	NOV.	DÉC.
14	CHIBOUGAMAU QUÉ. (LATITUDE=49.90)	D-J (BASÉS SUR 18°C)	1166	1016	875	582	371	162	89	123	242	440	670	1032
		TEMP. AMB. MOY. (°C)	-19.7	-17.8	-10.2	-1.4	6.1	12.9	15.8	14.5	9.9	3.7	-4.3	-15.2
		RAD. SOL. (KJ/m²/jour)	4814	8539	14547	17121	18670	20846	18837	13898	11511	6698	3935	3307
15	CHURCHILL MAN. (LATITUDE=58.78)	D-J (BASÉS SUR 18°C)	1414	1262	1187	871	630	389	194	204	266	590	902	1234
		TEMP. AMB. MOY. (°C)	-27.6	-26.7	-20.3	-11.0	-2.3	6.1	12.0	11.5	5.7	-1.0	-11.9	-21.8
		RAD. SOL. (KJ/m²/jour)	2278	5774	12277	19035	20573	22084	20779	15832	9022	6280	2264	1541
16	COMOX C.-B. (LATITUDE=49.72)	D-J (BASÉS SUR 18°C)	694	598	604	383	185	93	43	51	129	276	380	648
		TEMP. AMB. MOY. (°C)	2.1	3.9	4.9	7.9	12.1	15.2	17.3	16.8	13.7	9.1	5.4	3.6
		RAD. SOL. (KJ/m²/jour)	3056	5944	10381	15823	20093	21976	22814	18418	13095	8572	3767	2302
17	CORONATION ALB. (LATITUDE=52.10)	D-J (BASÉS SUR 18°C)	1061	854	779	463	246	124	49	80	221	410	696	922
		TEMP. AMB. MOY. (°C)	-16.2	-12.2	-7.1	2.6	10.1	14.2	17.4	16.1	10.7	4.8	-5.2	-11.7
		RAD. SOL. (KJ/m²/jour)	4186	7912	13604	18209	20846	23442	22860	19172	13814	8581	4605	3181
18	CRANBROOK C.-B. (LATITUDE=49.50)	D-J (BASÉS SUR 18°C)	829	641	577	367	227	118	41	61	185	378	590	748
		TEMP. AMB. MOY. (°C)	-8.9	-4.7	-.6	5.9	10.7	14.3	17.8	16.8	11.9	5.8	-1.8	-6.2
		RAD. SOL. (KJ/m²/jour)	4395	7744	13018	17372	21390	23858	25242	20972	14860	9125	5065	3265
19	CREE LAKE SASK. (LATITUDE=57.38)	D-J (BASÉS SUR 18°C)	1351	1092	987	581	327	128	60	117	223	536	877	1215
		TEMP. AMB. MOY. (°C)	-23.7	-19.5	-12.3	-1.7	6.3	12.5	16.2	14.7	8.3	2.1	-11.1	-19.5
		RAD. SOL. (KJ/m²/jour)	2637	6405	10381	19088	22604	23274	21935	17330	10423	5860	2763	1842
20	DAUPHIN MAN. (LATITUDE=51.15)	D-J (BASÉS SUR 18°C)	1159	950	849	485	261	98	32	54	198	370	693	1001
		TEMP. AMB. MOY. (°C)	-18.6	-15.5	-9.2	2.3	9.8	15.4	18.6	17.4	11.6	4.1	-5.1	-13.9
		RAD. SOL. (KJ/m²/jour)	4814	8791	13939	18000	20511	22437	22939	19339	12977	8305	4395	3726
21	DAWSON YUK. (LATITUDE=64.07)	D-J (BASÉS SUR 18°C)	1443	1152	996	593	318	127	81	166	347	659	1039	1353
		TEMP. AMB. MOY. (°C)	-28.6	-23.0	-14.1	-1.8	7.8	12.9	15.5	12.7	6.4	-3.2	-16.5	-25.3
		RAD. SOL. (KJ/m²/jour)	879	2888	8791	15070	19256	21139	18921	13604	7267	3949	1214	335
22	EARLTON ONT. (LATITUDE=47.70)	D-J (BASÉS SUR 18°C)	1058	896	792	483	274	106	32	84	204	375	607	934
		TEMP. AMB. MOY. (°C)	-16.1	-13.8	-7.5	1.9	9.3	15.2	17.7	16.2	11.4	5.9	-2.2	-11.9
		RAD. SOL. (KJ/m²/jour)	5358	8874	14651	17163	19674	22437	21349	17665	12349	7744	4060	2600
23	EDMONTON ALB. (LATITUDE=53.57)	D-J (BASÉS SUR 18°C)	1016	806	727	421	222	109	47	82	215	388	646	890
		TEMP. AMB. MOY. (°C)	-14.7	-10.5	-5.4	4.0	10.9	14.7	17.5	15.9	10.9	5.4	-4.2	-10.7
		RAD. SOL. (KJ/m²/jour)	3735	7063	12610	17488	20937	22537	23195	18084	13066	8063	4195	2781
24	ESTEVAN SASK. (LATITUDE=49.20)	D-J (BASÉS SUR 18°C)	1050	854	750	423	228	84	20	37	177	385	653	911
		TEMP. AMB. MOY. (°C)	-15.8	-12.6	-6.3	3.9	10.9	16.0	19.9	18.8	12.5	6.6	-3.7	-11.5
		RAD. SOL. (KJ/m²/jour)	8442	9209	14442	18377	21349	23442	24697	20428	14651	9670	5858	4184
25	FORT MACMURRAY ALB. (LATITUDE=56.65)	D-J (BASÉS SUR 18°C)	1237	978	880	497	279	141	69	112	271	463	795	1084
		TEMP. AMB. MOY. (°C)	-21.5	-16.6	-9.4	1.2	9.0	13.5	16.3	14.7	9.0	2.1	-8.4	-16.9
		RAD. SOL. (KJ/m²/jour)	2679	6446	12139	18921	20880	23232	21976	17665	11093	6263	3181	2093

****DONNÉES ASSOCIÉES À DES VILLES CANADIENNES UTILISÉES DANS PCHART****

				JANV.	FÉV.	MARS	AVR.	MAI	JUIN	JUIL.	AOÛT	SEPT.	OCT.	NOV.	DÉC.
26	FORT NELSON C.-B. (LATITUDE=58.83)	D-J (BASÉS SUR 18°C)		1276	994	843	585	259	112	58	107	275	523	910	1201
		TEMP. AMB. MOY. (°C)		-23.2	-17.1	-9.2	1.2	9.7	14.5	16.7	14.8	8.8	1.2	-12.3	-20.7
		RAD. SOL. (EJ/m²/jour)		1646	4725	9800	16117	19171	19899	19799	15485	10574	5268	2122	1097
27	FORT SMITH T.N.-O. (LATITUDE=60.00)	D-J (BASÉS SUR 18°C)		1403	1165	1010	637	306	153	79	124	310	542	897	1216
		TEMP. AMB. MOY. (°C)		-26.9	-22.6	-14.6	-3.2	7.1	13.1	16.1	14.3	7.7	.5	-11.8	-21.4
		RAD. SOL. (EJ/m²/jour)		1677	4450	10397	17179	20261	21535	20419	16153	9837	4999	1667	987
28	FORT ST. JOHN C.-B. (LATITUDE=56.25)	D-J (BASÉS SUR 18°C)		1093	886	758	465	254	126	77	112	242	630	736	970
		TEMP. AMB. MOY. (°C)		-17.2	-11.9	-6.4	2.5	9.8	13.6	15.9	14.7	9.9	4.2	-4.5	-13.3
		RAD. SOL. (EJ/m²/jour)		2553	5819	11511	16493	19800	22604	21349	17246	11651	6279	3139	1800
29	FREDERICTON N.-B. (LATITUDE=45.87)	D-J (BASÉS SUR 18°C)		833	737	635	418	235	80	21	39	147	315	489	750
		TEMP. AMB. MOY. (°C)		-8.8	-8.1	-2.4	4.2	10.6	16.1	19.2	18.1	13.4	7.8	1.7	-6.2
		RAD. SOL. (EJ/m²/jour)		5476	8765	12484	15483	17890	20051	19454	17389	12973	8611	4908	4087
30	FROBISHER BAY N.T.-O. (LATITUDE=63.75)	D-J (BASÉS SUR 18°C)		1369	1236	1254	962	660	434	312	342	467	706	912	1191
		TEMP. AMB. MOY. (°C)		-26.2	-25.2	-22.3	-14.0	-3.3	3.5	7.9	6.9	2.4	-4.7	-12.4	-20.3
		RAD. SOL. (EJ/m²/jour)		884	3454	9218	17640	22201	19885	16037	13121	7479	3049	1659	996
31	GANDER INT'L T.-N. (LATITUDE=48.95)	D-J (BASÉS SUR 18°C)		747	687	669	516	262	202	73	84	189	262	483	665
		TEMP. AMB. MOY. (°C)		-6.1	-6.3	-3.6	.8	6.3	11.4	16.5	15.8	11.8	6.3	1.9	-3.4
		RAD. SOL. (EJ/m²/jour)		3726	6698	10884	14232	17163	18418	18209	15697	11930	7367	3809	2553
32	GOOSE BAY T.-N. (LATITUDE=53.32)	D-J (BASÉS SUR 18°C)		1065	914	821	594	407	214	91	118	248	456	650	942
		TEMP. AMB. MOY. (°C)		-16.3	-14.4	-8.4	-1.8	4.9	11.1	15.8	14.5	9.8	3.2	-3.6	-12.3
		RAD. SOL. (EJ/m²/jour)		3545	7008	11434	15922	18124	18742	17784	14604	10173	6032	3181	2578
33	GRANDE PRAIRIE ALB. (LATITUDE=55.17)	D-J (BASÉS SUR 18°C)		1095	861	790	469	249	133	75	107	226	431	731	968
		TEMP. AMB. MOY. (°C)		-17.3	-12.4	-7.4	2.4	10.0	13.7	16.0	14.8	10.2	4.2	-4.3	-13.2
		RAD. SOL. (EJ/m²/jour)		3684	6363	10465	16409	20428	26749	24679	21097	12809	6823	3391	2135
34	HALIFAX N.-É. (LATITUDE=44.65)	D-J (BASÉS SUR 18°C)		719	659	608	431	267	119	28	37	141	280	423	643
		TEMP. AMB. MOY. (°C)		-3.2	-3.3	.1	4.8	9.7	14.4	18.3	18.6	15.6	10.7	5.7	-.6
		RAD. SOL. (EJ/m²/jour)		5176	7886	12313	14728	17274	19728	19222	17957	13743	9216	5250	3764
35	INUVIK T.N.-O. (LATITUDE=68.30)	D-J (BASÉS SUR 18°C)		1506	1337	1320	966	584	244	147	231	458	801	1189	1391
		TEMP. AMB. MOY. (°C)		-29.3	-29.4	-23.8	-14.6	-.8	9.8	13.3	10.3	2.7	-7.2	-20.6	-27.1
		RAD. SOL. (EJ/m²/jour)		208	1951	7463	15557	20345	21962	18764	12183	6563	2392	420	28
36	JASPER ALB. (LATITUDE=52.88)	D-J (BASÉS SUR 18°C)		936	694	643	440	288	166	96	126	242	411	654	836
		TEMP. AMB. MOY. (°C)		-12.2	-6.6	-2.7	3.3	8.7	12.5	15.2	14.1	9.9	4.8	-3.8	-9.1
		RAD. SOL. (EJ/m²/jour)		3349	6949	11721	17163	20930	23232	22856	18921	13279	7451	3935	2553
37	KAMLOOPS C.-B. (LATITUDE=50.68)	D-J (BASÉS SUR 18°C)		742	543	438	272	128	41	11	20	106	298	495	642
		TEMP. AMB. MOY. (°C)		-6.0	-1.3	3.6	9.3	14.3	18.0	20.9	19.7	15.0	8.4	1.7	-2.6
		RAD. SOL. (EJ/m²/jour)		3349	6405	11511	16744	20533	23232	23316	19423	13688	7493	3977	2637

****DONNÉES ASSOCIÉES À DES VILLES CANADIENNES UTILISÉES DANS POWART****

			JANV.	FÉV.	MARS	AVR.	MAI	JUIN	JUIL.	AOÛT	SEPT.	OCT.	NOV.	DÉC.
6	FORT NELSON C.-B. (LATITUDE=58.83)	D-J (BASÉS SUR 18°C)	1276	994	843	505	259	112	38	107	275	523	910	1201
		TEMP. AMB. MOY. (°C)	-23.2	-17.1	-9.2	1.2	9.7	14.5	16.7	14.8	8.8	1.2	-12.3	-20.7
		RAD. SOL. (KJ/m²/jour)	1666	4725	9800	16117	19171	19899	19799	15485	10574	5268	2122	1097
7	FORT SMITH T.N.-O. (LATITUDE=60.00)	D-J (BASÉS SUR 18°C)	1403	1145	1010	637	336	153	79	124	310	542	897	1216
		TEMP. AMB. MOY. (°C)	-26.9	-22.6	-14.6	-3.2	7.1	13.1	16.1	14.3	7.7	.5	-11.8	-21.4
		RAD. SOL. (KJ/m²/jour)	1677	4650	10397	17179	20261	21535	20419	16153	9837	4999	1667	987
8	FORT ST. JOHN C.-B. (LATITUDE=56.25)	D-J (BASÉS SUR 18°C)	1093	846	758	465	254	126	77	112	242	430	736	970
		TEMP. AMB. MOY. (°C)	-17.2	-11.9	-6.4	2.5	9.8	13.6	15.9	14.7	9.9	4.2	-6.5	-13.3
		RAD. SOL. (KJ/m²/jour)	2553	5819	11511	16493	19800	22604	21349	17246	11051	6279	3139	1800
9	FREDERICTON N.-B. (LATITUDE=45.87)	D-J (BASÉS SUR 18°C)	833	737	635	418	235	80	21	39	147	315	489	750
		TEMP. AMB. MOY. (°C)	-8.8	-8.1	-2.4	4.2	10.6	16.1	19.2	18.1	13.4	7.8	1.7	-6.2
		RAD. SOL. (KJ/m²/jour)	5476	8765	12484	15483	17890	20051	19654	17389	12973	8611	4988	4087
10	FROBISHER BAY N.T.-O. (LATITUDE=63.75)	D-J (BASÉS SUR 18°C)	1369	1236	1254	962	660	434	312	342	467	706	912	1191
		TEMP. AMB. MOY. (°C)	-26.2	-25.2	-22.3	-14.0	-3.3	3.5	7.9	6.9	2.4	-4.7	-12.4	-20.3
		RAD. SOL. (KJ/m²/jour)	844	3454	9218	17640	22201	19885	16037	13121	7479	3949	1659	996
11	GANDER INT'L T.-N. (LATITUDE=48.95)	D-J (BASÉS SUR 18°C)	747	687	669	516	362	202	73	84	189	362	483	645
		TEMP. AMB. MOY. (°C)	-4.1	-4.3	-3.6	.8	6.3	11.4	16.5	15.8	11.8	6.3	1.9	-3.4
		RAD. SOL. (KJ/m²/jour)	3726	6698	10884	14232	17163	18418	18209	15697	11930	7367	3809	2553
12	GOOSE BAY T.-N. (LATITUDE=53.32)	D-J (BASÉS SUR 18°C)	1065	914	821	594	407	214	91	118	248	458	650	942
		TEMP. AMB. MOY. (°C)	-16.3	-14.4	-8.4	-1.8	4.9	11.1	15.8	14.5	9.8	3.2	-3.6	-12.3
		RAD. SOL. (KJ/m²/jour)	3545	7008	11434	15922	18124	18742	17784	14604	10173	6032	3181	2578
13	GRANDE PARIRIE ALB. (LATITUDE=55.17)	D-J (BASÉS SUR 18°C)	1095	861	790	469	299	123	75	107	236	431	731	968
		TEMP. AMB. MOY. (°C)	-17.3	-12.4	-7.4	2.4	10.0	13.7	16.0	14.8	10.2	4.2	-6.3	-13.2
		RAD. SOL. (KJ/m²/jour)	2684	6363	10465	16409	20428	26749	24679	21097	12809	6823	3391	2135
14	HALIFAX N.-É. (LATITUDE=44.65)	D-J (BASÉS SUR 18°C)	719	659	608	431	267	119	28	37	141	280	423	643
		TEMP. AMB. MOY. (°C)	-3.2	-3.3	.1	4.8	9.7	14.4	18.3	18.6	15.6	10.7	5.7	-.6
		RAD. SOL. (KJ/m²/jour)	5176	7886	12313	14728	17274	19728	19222	17957	13743	9216	5250	3764
15	INUVIK T.N.-O. (LATITUDE=68.30)	D-J (BASÉS SUR 18°C)	1506	1337	1320	966	584	244	147	231	458	801	1189	1391
		TEMP. AMB. MOY. (°C)	-29.3	-29.4	-23.8	-14.6	-.8	9.8	13.3	10.3	2.7	-7.2	-20.6	-27.1
		RAD. SOL. (KJ/m²/jour)	208	1951	7463	15557	20345	21962	18764	12183	6363	2392	420	28
16	JASPER ALB. (LATITUDE=52.88)	D-J (BASÉS SUR 18°C)	936	694	643	440	288	166	96	126	242	411	654	836
		TEMP. AMB. MOY. (°C)	-12.2	-6.6	-2.7	3.3	8.7	12.5	15.2	14.1	9.9	4.8	-3.8	-9.1
		RAD. SOL. (KJ/m²/jour)	3349	6999	11721	17163	20930	23232	22856	18921	15279	7451	3935	2553
17	KAMLOOPS C.-B. (LATITUDE=50.68)	D-J (BASÉS SUR 18°C)	742	543	458	272	128	41	11	20	106	298	495	642
		TEMP. AMB. MOY. (°C)	-6.0	-1.3	3.6	9.3	14.3	18.0	20.9	19.7	15.0	8.4	1.7	-2.6
		RAD. SOL. (KJ/m²/jour)	3349	6405	11511	16744	20553	23232	23316	19423	13688	7493	3977	2637

****DONNÉES ASSOCIÉES À DES VILLES CANADIENNES UTILISÉES DANS FCHART****

				JANV.	FÉV.	MARS.	AVR.	MAI	JUIN	JUIL.	AOÛT	SEPT.	OCT.	NOV.	DÉC.
38	KAPUSKASING ONT.	D-J (BASÉS SUR 18°C)		1123	956	841	521	319	126	70	105	232	401	667	995
	(LATITUDE=49.42)	TEMP. AMB. MOY. (°C)		-18.2	-15.8	-9.1	.6	7.8	14.1	16.9	15.3	10.4	5.1	-4.2	-14.1
		RAD. SOL. (KJ/m²/jour)		4646	7828	13228	16409	18209	21767	20944	16702	11763	6865	3642	3433
39	KENORA ONT.	D-J (BASÉS SUR 18°C)		1109	924	776	466	259	91	27	47	196	373	678	986
	(LATITUDE=49.80)	TEMP. AMB. MOY. (°C)		-17.7	-14.7	-7.0	2.5	9.8	15.7	19.1	17.8	11.7	6.0	-4.6	-13.8
		RAD. SOL. (KJ/m²/jour)		5274	9209	14442	18300	19883	22604	22939	19172	12642	8205	5023	3767
40	KINGSTON ONT.	D-J (BASÉS SUR 18°C)		704	699	598	367	202	49	6	17	100	243	427	685
	(LATITUDE=44.25)	TEMP. AMB. MOY. (°C)		-7.1	-7.7	-2.1	5.3	12.1	17.2	20.6	19.8	16.3	9.8	3.8	-3.2
		RAD. SOL. (KJ/m²/jour)		5442	8372	12893	15907	20302	21767	21767	19046	14651	9418	5023	4186
41	LETHBRIDGE ALB.	D-J (BASÉS SUR 18°C)		851	666	634	383	221	106	29	48	168	323	560	729
	(LATITUDE=49.70)	TEMP. AMB. MOY. (°C)		-9.4	-5.6	-2.4	5.3	10.9	14.9	18.8	17.6	12.7	7.6	-.7	-5.5
		RAD. SOL. (KJ/m²/jour)		4772	8372	13686	17832	21516	23986	25493	21432	15404	10046	5651	3516
42	LONDON ONT.	D-J (BASÉS SUR 18°C)		746	668	582	342	183	48	12	22	98	251	446	670
	(LATITUDE=42.98)	TEMP. AMB. MOY. (°C)		-6.0	-5.6	-.7	6.6	12.3	18.2	20.5	19.7	15.7	9.9	3.1	-2.6
		RAD. SOL. (KJ/m²/jour)		5274	8372	12558	15907	20511	22814	22604	18795	14860	10256	5274	4605
43	MANIWAKI QUÉ.	D-J (BASÉS SUR 18°C)		975	841	722	426	240	87	40	67	176	346	539	860
	(LATITUDE=46.38)	TEMP. AMB. MOY. (°C)		-13.4	-11.8	-5.3	3.8	10.4	15.8	18.1	16.8	12.4	6.8	.1	-9.7
		RAD. SOL. (KJ/m²/jour)		5274	8791	14442	16325	19883	22479	21265	17790	13479	8581	4646	3977
44	MEDICINE HAT ALB.	D-J (BASÉS SUR 18°C)		934	739	659	361	189	79	17	34	157	324	588	793
	(LATITUDE=50.02)	TEMP. AMB. MOY. (°C)		-12.1	-8.1	-3.2	5.9	12.1	16.1	20.2	18.9	13.2	7.6	-1.6	-7.6
		RAD. SOL. (KJ/m²/jour)		5023	8539	14149	17790	21265	23190	25158	20930	15488	9879	5358	3893
45	MONCTON N.-B.	D-J (BASÉS SUR 18°C)		806	722	647	447	261	109	26	44	145	308	472	722
	(LATITUDE=46.10)	TEMP. AMB. MOY. (°C)		-8.1	-7.7	-2.8	3.6	9.6	14.9	18.6	17.5	13.2	7.8	2.3	-3.3
		RAD. SOL. (KJ/m²/jour)		6479	7786	12223	15572	18460	19256	19925	17121	13018	9042	6437	3809
46	MONT JOLI QUÉ.	D-J (BASÉS SUR 18°C)		900	798	713	487	305	129	57	77	191	363	538	797
	(LATITUDE=48.60)	TEMP. AMB. MOY. (°C)		-11.1	-10.2	-4.9	1.8	8.2	14.1	17.2	16.1	11.8	6.3	.1	-7.(
		RAD. SOL. (KJ/m²/jour)		4730	8456	13604	16828	18670	20428	19674	16618	12432	7535	4186	2869
47	MONTRÉAL INTL' QUÉ.	D-J (BASÉS SUR 18°C)		865	757	636	369	168	38	7	20	106	269	471	765
	(LATITUDE=45.50)	TEMP. AMB. MOY. (°C)		-9.9	-8.8	-2.3	5.9	12.8	18.5	21.2	19.9	15.3	9.4	2.3	-6.6
		RAD. SOL. (KJ/m²/jour)		5337	8540	12435	16082	18818	20103	20952	17130	13170	8244	4474	3815
48	MOOSONEE ONT.	D-J (BASÉS SUR 18°C)		1183	1020	928	608	392	200	106	130	264	414	674	103
	(LATITUDE=51.27)	TEMP. AMB. MOY. (°C)		-20.2	-18.1	-11.9	-2.3	5.4	11.8	15.5	14.4	10.0	4.7	-4.3	-15.
		RAD. SOL. (KJ/m²/jour)		4261	8182	12734	16437	18194	20207	18438	15195	10855	6165	2372	311
49	MOUNT FOREST ONT.	D-J (BASÉS SUR 18°C)		828	735	654	406	265	91	41	61	140	299	490	705
	(LATITUDE=43.97)	TEMP. AMB. MOY. (°C)		-8.7	-8.7	-3.1	4.5	10.2	15.9	18.9	17.2	13.8	8.2	1.7	-4.(
		RAD. SOL. (KJ/m²/jour)		5274	8288	12474	15907	20302	22023	22604	18837	14651	9544	5023	4064
50	MUSKOKA ONT.	D-J (BASÉS SUR 18°C)		869	763	674	401	220	80	33	51	130	304	505	77
	(LATITUDE=44.97)	TEMP. AMB. MOY. (°C)		-10.0	-9.0	-3.7	4.7	10.7	16.2	18.5	17.6	13.5	8.1	1.2	-4.
		RAD. SOL. (KJ/m²/jour)		5274	8372	12767	16116	21139	22023	22604	18711	14149	9418	4814	372

****DONNÉES ASSOCIÉES À DES VILLES CANADIENNES UTILISÉES DANS FCHART****

				JANV.	FÉV.	MARS	AVR.	MAI	JUIN	JUIL.	AOÛT	SEPT.	OCT.	NOV.	DÉC.
63	REGINA SASK. (LATITUDE=50.45)	D-J (BASÉS SUR 18°C)		1094	914	817	441	224	97	29	46	198	394	697	959
		TEMP. AMB. MOY. (°C)		-17.3	-14.3	-6.3	2.3	10.6	15.3	18.9	17.9	11.6	5.3	-6.2	-12.9
		RAD. SOL. (KJ/m²/jour)		5469	8791	14442	18418	21139	23065	24488	20093	14232	9209	5065	3767
64	RESOLUTE T.N.-O. (LATITUDE=74.68)	D-J (BASÉS SUR 18°C)		1567	1456	1527	1232	889	549	625	674	687	1016	1275	1452
		TEMP. AMB. MOY. (°C)		-32.6	-33.5	-31.3	-23.1	-10.7	-.3	4.3	2.7	-4.9	-14.7	-24.2	-28.8
		RAD. SOL. (KJ/m²/jour)		0	635	5261	14741	22221	25039	18589	11147	5216	1270	73	0
65	REVELSTOKE C.-B. (LATITUDE=51.00)	D-J (BASÉS SUR 18°C)		742	561	800	223	163	68	21	26	120	344	516	669
		TEMP. AMB. MOY. (°C)		-7.4	-3.0	.6	6.3	12.6	15.8	18.6	17.3	12.9	6.8	1.1	-2.7
		RAD. SOL. (KJ/m²/jour)		3767	7032	11846	17163	21139	23358	23902	19883	14149	7953	4395	3358
66	RIVIERE AU REN QUÉ. (LATITUDE=49.02)	D-J (BASÉS SUR 18°C)		849	708	717	523	351	160	77	92	201	371	520	738
		TEMP. AMB. MOY. (°C)		-9.6	-9.7	-5.4	-.1	6.3	12.2	14.4	13.7	11.5	6.4	.7	-6.3
		RAD. SOL. (KJ/m²/jour)		3935	5358	10381	15697	17832	18414	18837	15697	11637	7225	3809	3014
67	RIVIÈRE-DU-LOUP QUÉ. (LATITUDE=47.80)	D-J (BASÉS SUR 18°C)		936	826	726	491	294	120	51	84	196	374	555	831
		TEMP. AMB. MOY. (°C)		-12.3	-11.6	-5.6	1.2	8.4	14.0	17.2	15.7	11.5	5.9	-.7	-8.8
		RAD. SOL. (KJ/m²/jour)		3023	6423	13939	16786	18837	20804	19800	16744	12558	7870	4479	3935
68	SAINT JOHN N.-B. (LATITUDE=45.27)	D-J (BASÉS SUR 18°C)		790	721	640	447	286	135	69	62	162	313	464	702
		TEMP. AMB. MOY. (°C)		-7.1	-6.6	-1.4	4.1	9.6	13.7	17.1	17.2	14.0	8.9	3.1	-4.3
		RAD. SOL. (KJ/m²/jour)		5274	8581	12893	15697	18620	20721	19883	19418	14442	8539	5023	4395
69	SASKATOON SASK. (LATITUDE=52.23)	D-J (BASÉS SUR 18°C)		1139	936	829	445	233	97	30	54	204	402	714	994
		TEMP. AMB. MOY. (°C)		-18.7	-15.1	-8.7	3.3	10.6	15.4	18.8	17.4	11.3	5.0	-5.8	-14.0
		RAD. SOL. (KJ/m²/jour)		4186	8121	13479	17121	20946	22353	23525	18963	13521	8288	4312	3056
70	SCHEFFERVILLE QUÉ. (LATITUDE=54.80)	D-J (BASÉS SUR 18°C)		1261	1106	1016	750	529	287	172	227	372	588	803	1118
		TEMP. AMB. MOY. (°C)		-22.7	-21.2	-14.8	-4.9	.9	8.5	12.6	10.8	5.6	-.9	-8.7	-18.1
		RAD. SOL. (KJ/m²/jour)		3139	7032	12935	17163	17790	18921	16618	14525	9544	5609	3098	2302
71	SEPT-ÎLES QUÉ. (LATITUDE=50.22)	D-J (BASÉS SUR 18°C)		989	867	767	549	382	194	95	122	252	436	607	875
		TEMP. AMB. MOY. (°C)		-13.9	-12.7	-6.7	-.3	5.7	11.6	15.1	14.2	9.6	4.0	-2.2	-10.4
		RAD. SOL. (KJ/m²/jour)		4569	8177	12174	15061	18254	21500	18500	16477	11248	7453	4081	3097
72	SHERBROOKE QUÉ. (LATITUDE=45.50)	D-J (BASÉS SUR 18°C)		917	811	694	434	246	100	47	75	179	343	528	814
		TEMP. AMB. MOY. (°C)		-11.6	-10.7	-4.3	2.6	10.3	15.3	17.8	16.5	12.4	7.0	.6	-8.4
		RAD. SOL. (KJ/m²/jour)		4814	8581	13395	15697	19256	21767	21139	17790	14222	8791	4939	4395
73	SIMCO ONT. (LATITUDE=43.85)	D-J (BASÉS SUR 18°C)		718	644	563	331	185	69	30	20	93	243	430	644
		TEMP. AMB. MOY. (°C)		-4.2	-4.1	-.3	6.7	12.3	18.1	20.3	19.4	15.8	9.9	3.9	-3.1
		RAD. SOL. (KJ/m²/jour)		3358	8372	12558	15697	20093	23023	21976	19046	15488	10046	5316	4228
74	ST JOHN'S T.-N. (LATITUDE=47.37)	D-J (BASÉS SUR 18°C)		674	629	634	507	387	229	98	91	184	337	435	599
		TEMP. AMB. MOY. (°C)		-3.8	-4.2	-2.4	1.1	5.5	10.4	15.3	15.4	11.9	7.1	2.5	-1.3
		RAD. SOL. (KJ/m²/jour)		6204	7096	10485	13427	16529	19332	20209	15785	13045	6865	4046	2984

****DONNÉES ASSOCIÉES À DES VILLES CANADIENNES UTILISÉES DANS PCHART****

				JANV.	FÉV.	MARS	AVR.	MAI	JUIN	JUIL.	AOÛT	SEPT.	OCT.	NOV.	DÉC.
75	STEPHENVILLE T.-N.	D-J (BASÉS SUR 18°C)		707	674	646	490	346	197	75	67	172	328	447	634
	(LATITUDE=48.53)	TEMP. AMB. MOY. (°C)		-4.8	-5.8	-2.8	1.7	6.8	11.5	15.9	16.2	12.3	7.4	3.1	-2.2
		RAD. SOL. (KJ/m²/jour)		3851	7242	11511	13604	17581	19046	18628	16032	12139	7577	3767	2930
76	SUDBURY ONT.	D-J (BASÉS SUR 18°C)		982	860	752	652	255	87	33	99	176	348	572	871
	(LATITUDE=46.48)	TEMP. AMB. MOY. (°C)		-13.4	-12.1	-6.0	3.1	10.1	14.3	18.9	17.5	12.7	7.1	-.9	-9.8
		RAD. SOL. (KJ/m²/jour)		3400	8707	14232	16744	20511	23358	22521	18837	13060	8414	4395	3767
77	SWIFT CURRENT SASK.	D-J (BASÉS SUR 18°C)		991	809	742	629	242	110	33	54	194	370	648	860
	(LATITUDE=50.33)	TEMP. AMB. MOY. (°C)		-13.9	-10.6	-5.9	3.7	10.3	14.8	18.7	17.7	11.8	6.1	-3.7	-9.7
		RAD. SOL. (KJ/m²/jour)		3072	8765	14329	18115	21514	22935	24438	20206	14364	9441	5279	3832
78	SYDNEY N.-É.	D-J (BASÉS SUR 18°C)		696	664	633	475	320	158	41	41	130	283	413	605
	(LATITUDE=46.17)	TEMP. AMB. MOY. (°C)		-4.4	-5.5	-2.4	2.2	7.7	13.0	17.9	17.8	13.9	8.9	4.2	-1.5
		RAD. SOL. (KJ/m²/jour)		6186	7577	11721	14232	18628	20093	19883	16953	13395	8163	4144	3349
79	TERRACE C.-B.	D-J (BASÉS SUR 18°C)		734	536	504	369	244	130	77	90	184	365	534	663
	(LATITUDE=54.52)	TEMP. AMB. MOY. (°C)		-5.7	-.9	1.8	5.7	10.2	14.0	16.2	15.6	11.9	6.3	.2	-3.4
		RAD. SOL. (KJ/m²/jour)		2470	5191	10256	14442	18418	19256	17749	14609	9418	6939	2512	1991
80	THE PAS MAN.	D-J (BASÉS SUR 18°C)		1253	1026	913	554	322	130	40	74	237	439	766	1098
	(LATITUDE=53.82)	TEMP. AMB. MOY. (°C)		-22.4	-18.3	-11.4	-.4	7.7	14.0	17.9	16.3	10.2	3.8	-7.5	-17.4
		RAD. SOL. (KJ/m²/jour)		3303	6892	12669	18392	20345	20516	20705	16714	11292	6513	3224	2459
81	THOMPSON MAN.	D-J (BASÉS SUR 18°C)		1381	1136	993	619	288	178	97	137	329	573	874	1225
	(LATITUDE=55.80)	TEMP. AMB. MOY. (°C)		-26.2	-21.5	-13.6	-2.7	5.7	12.3	15.3	14.0	6.6	-.3	-11.2	-21.5
		RAD. SOL. (KJ/m²/jour)		2474	7325	13186	19088	21893	22395	21976	15697	10465	6070	3265	2177
82	THUNDER BAY ONT.	D-J (BASÉS SUR 18°C)		1017	877	749	469	201	131	47	71	204	371	616	893
	(LATITUDE=48.37)	TEMP. AMB. MOY. (°C)		-14.8	-13.0	-6.2	2.4	8.3	13.8	17.5	16.5	11.3	6.1	-2.5	-10.8
		RAD. SOL. (KJ/m²/jour)		3358	9209	14442	18000	19883	22604	23232	18711	12893	8163	5065	3851
83	TIMMINS ONT.	D-J (BASÉS SUR 18°C)		1090	944	824	502	299	124	63	98	225	396	647	977
	(LATITUDE=48.47)	TEMP. AMB. MOY. (°C)		-16.9	-14.8	-8.6	1.3	8.7	14.7	17.4	15.7	10.9	5.4	-3.5	-13.1
		RAD. SOL. (KJ/m²/jour)		3232	8581	14442	17246	19465	22270	21349	17581	12014	7325	3935	3474
84	TORONTO INT'L ONT.	D-J (BASÉS SUR 18°C)		755	671	587	348	187	48	10	19	98	254	438	667
	(LATITUDE=43.68)	TEMP. AMB. MOY. (°C)		-4.3	-5.8	-.9	6.4	12.2	18.2	20.7	20.0	15.7	9.8	3.4	-3.5
		RAD. SOL. (KJ/m²/jour)		3216	8067	12044	16109	19801	21851	21894	18754	13930	9347	4748	3864
85	TRENTON ONT.	D-J (BASÉS SUR 18°C)		784	683	585	345	177	42	7	17	97	255	437	687
	(LATITUDE=44.10)	TEMP. AMB. MOY. (°C)		-7.2	-6.2	-.8	6.6	12.4	18.2	21.8	20.1	15.7	9.8	3.4	-4.3
		RAD. SOL. (KJ/m²/jour)		3358	8372	12600	15697	16116	23023	21976	19046	14693	9418	5169	4270
86	TRURO N.-É.	D-J (BASÉS SUR 18°C)		764	697	636	446	287	139	38	58	161	313	443	678
	(LATITUDE=45.43)	TEMP. AMB. MOY. (°C)		-6.9	-6.3	-2.3	3.2	8.7	13.3	17.6	16.7	12.6	7.8	3.3	-3.3
		RAD. SOL. (KJ/m²/jour)		4646	8163	12349	15111	18795	20930	20721	17874	14149	8623	4730	3935

****DONNÉES ASSOCIÉES À DES VILLES CANADIENNES UTILISÉES DANS FCHART****

			JANV.	FÉV.	MARS	AVR.	MAI	JUIN	JUIL.	AOÛT	SEPT.	OCT.	NOV.	DÉC.
7	VAL D'OR QUÉ. (LATITUDE=48.05)	D-J (BASÉS SUR 18°C)	1079	931	827	806	504	321	66	97	219	399	633	964
		TEMP. AMB. MOY. (°C)	-16.7	-14.4	-8.3	1.3	8.4	14.6	17.1	15.6	10.8	4.9	-2.9	-12.7
		RAD. SOL. (EJ/m²/jour)	8274	8539	14860	17037	19297	21976	20511	17246	12223	7619	4144	3642
8	VANCOUVER INT' C.-B. (LATITUDE=49.28)	D-J (BASÉS SUR 18°C)	484	383	377	272	174	65	35	49	114	245	358	490
		TEMP. AMB. MOY. (°C)	2.4	4.4	5.8	8.9	12.4	15.3	17.4	17.1	14.2	10.1	6.1	3.8
		RAD. SOL. (EJ/m²/jour)	2881	5614	9956	15110	20321	21814	22942	18707	13452	7243	3576	2279
9	VICTORIA INT'L C.-B. (LATITUDE=48.65)	D-J (BASÉS SUR 18°C)	467	375	378	282	191	108	61	65	122	267	353	427
		TEMP. AMB. MOY. (°C)	2.9	4.7	5.8	8.6	11.9	14.5	16.4	16.1	13.9	10.0	6.2	4.2
		RAD. SOL. (EJ/m²/jour)	3139	6279	10507	16744	21014	23023	23023	19046	14451	7325	4228	2995
0	WHITEHORSE YUK. (LATITUDE=60.75)	D-J (BASÉS SUR 18°C)	1143	881	798	543	338	171	125	176	307	537	812	1048
		TEMP. AMB. MOY. (°C)	-18.9	-13.2	-7.7	-.1	7.1	12.4	14.1	12.3	7.8	.7	-9.0	-15.8
		RAD. SOL. (EJ/m²/jour)	1301	4005	9369	15405	19882	21269	19035	14729	9821	4293	1662	737
1	WIARTON ONT. (LATITUDE=44.75)	D-J (BASÉS SUR 18°C)	765	702	654	392	243	89	29	35	122	264	451	666
		TEMP. AMB. MOY. (°C)	-4.6	-4.8	-3.0	4.9	10.3	15.8	18.7	18.4	14.6	9.6	2.9	-3.4
		RAD. SOL. (EJ/m²/jour)	3149	6288	12474	16325	21139	23232	22814	19046	14232	9209	4730	3767
2	WILLIAMS LAKE C.-B. (LATITUDE=52.13)	D-J (BASÉS SUR 18°C)	873	645	601	410	257	146	86	106	224	408	607	772
		TEMP. AMB. MOY. (°C)	-10.2	-4.9	-4.1	4.3	9.6	13.3	15.7	14.9	10.8	5.1	-2.2	-6.8
		RAD. SOL. (EJ/m²/jour)	3433	6321	11428	15949	19883	22437	21976	18293	12938	6698	3558	2944
3	WINDSOR ONT. (LATITUDE=42.33)	D-J (BASÉS SUR 18°C)	691	606	520	295	141	29	3	8	64	204	411	618
		TEMP. AMB. MOY. (°C)	-4.3	-3.4	1.2	8.2	14.0	19.9	22.3	21.3	17.4	11.6	4.3	-2.0
		RAD. SOL. (EJ/m²/jour)	5191	8163	12949	15907	20302	22814	22604	19256	15697	10674	5358	4605
4	WINNIPEG INT'L MAN. (LATITUDE=49.90)	D-J (BASÉS SUR 18°C)	1126	953	810	441	226	76	21	38	175	356	674	983
		TEMP. AMB. MOY. (°C)	-18.3	-15.7	-8.1	3.3	10.6	16.5	19.7	18.7	12.6	6.6	-4.4	-13.7
		RAD. SOL. (EJ/m²/jour)	3234	9070	14076	17574	20964	22696	22985	19145	13392	8238	4605	3817
5	YARMOUTH N.-É. (LATITUDE=43.83)	D-J (BASÉS SUR 18°C)	641	592	551	401	270	141	55	55	126	252	376	564
		TEMP. AMB. MOY. (°C)	-2.7	-2.9	.2	4.6	9.3	13.3	16.4	16.4	13.9	9.8	5.4	-.2
		RAD. SOL. (EJ/m²/jour)	5358	8791	12977	15279	18628	20721	20721	18670	14986	8874	5400	4605
6	YELLOWKNIFE T.N.-O. (LATITUDE=62.47)	D-J (BASÉS SUR 18°C)	1445	1235	1138	777	495	178	76	126	333	596	967	1287
		TEMP. AMB. MOY. (°C)	-28.6	-25.7	-18.6	-7.0	4.0	12.2	14.0	14.1	6.8	-1.2	-14.2	-23.8
		RAD. SOL. (EJ/m²/jour)	1005	3935	9963	18209	23860	23232	20428	15697	8372	4060	1256	753
7	YORKTON SASK. (LATITUDE=51.18)	D-J (BASÉS SUR 18°C)	1163	952	853	480	256	102	34	58	211	480	722	1008
		TEMP. AMB. MOY. (°C)	-19.0	-15.7	-9.6	2.1	9.9	15.1	18.5	17.2	11.1	5.1	-4.0	-14.4
		RAD. SOL. (EJ/m²/jour)	4772	9209	13814	18418	20511	22604	22525	19465	13395	8081	4521	3391

APPENDICE 2A-2

$\bar{R}$ FONCTION DE $\bar{K}_T$

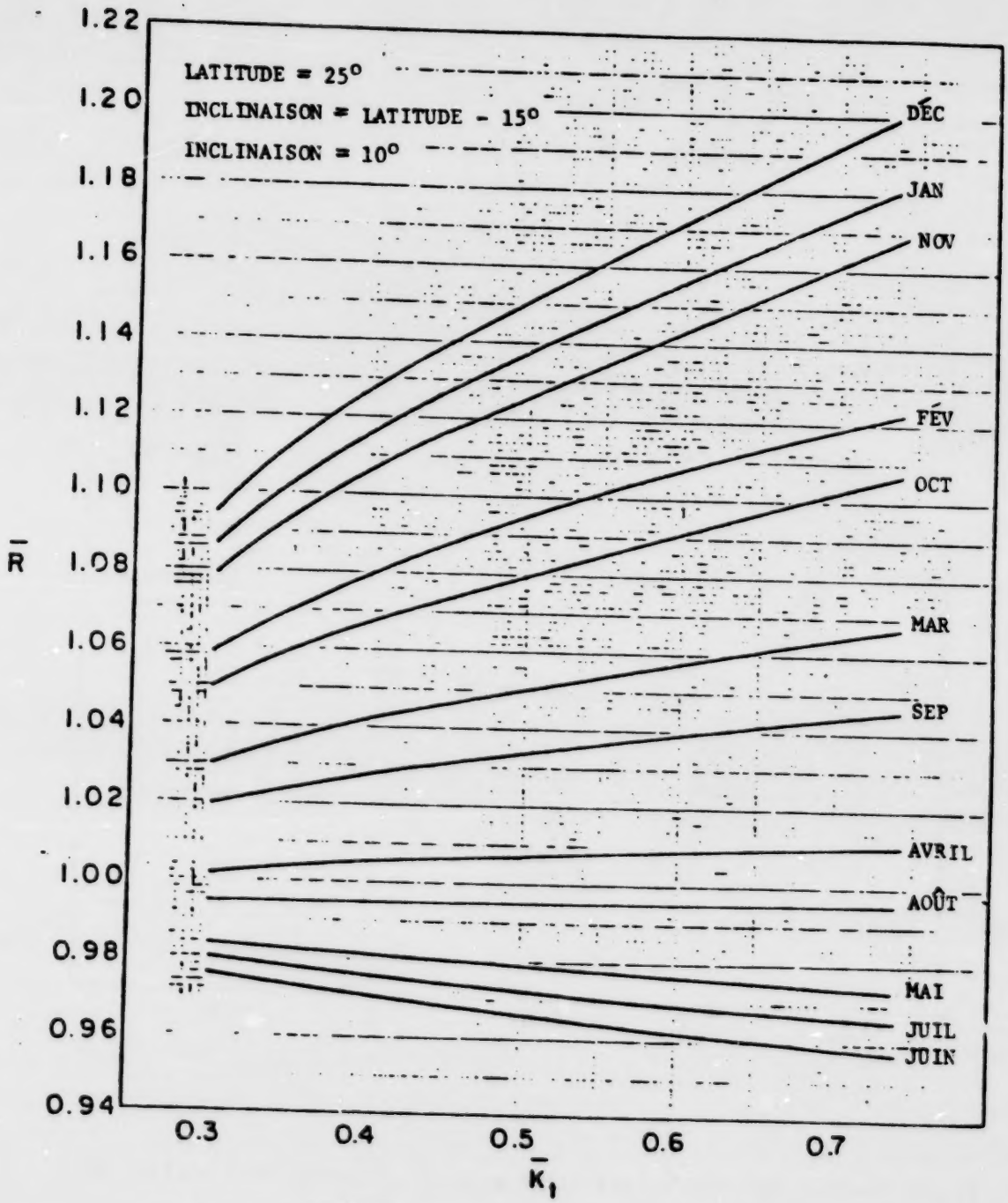


Figure 2A-2-1. Facteur de correction pour tenir compte de l'inclinaison. Latitude 25°, inclinaison 10°

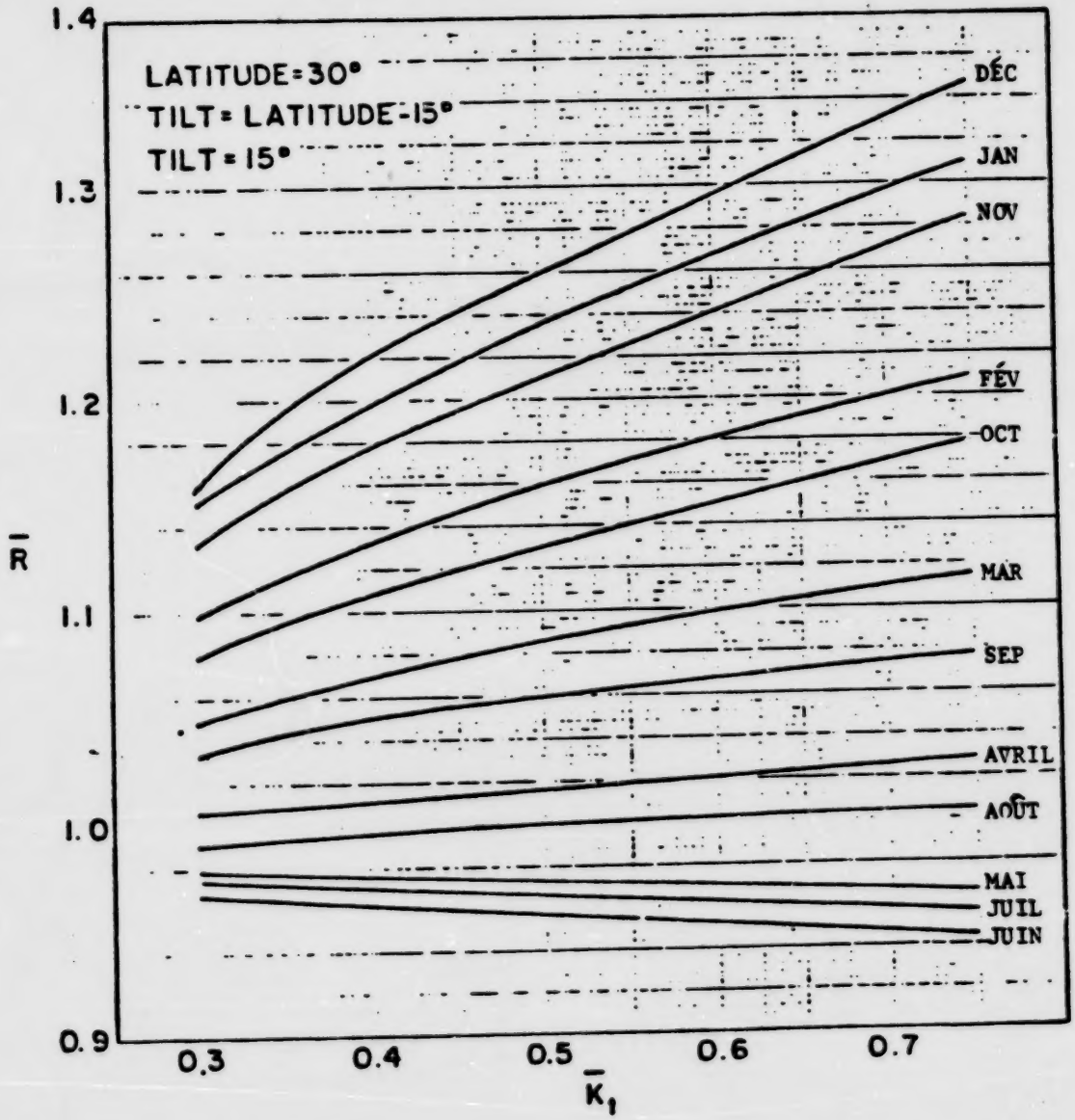


Figure 2A-2-2. Facteur de correction pour tenir compte de l'inclinaison. Latitude 30°, inclinaison 15°.

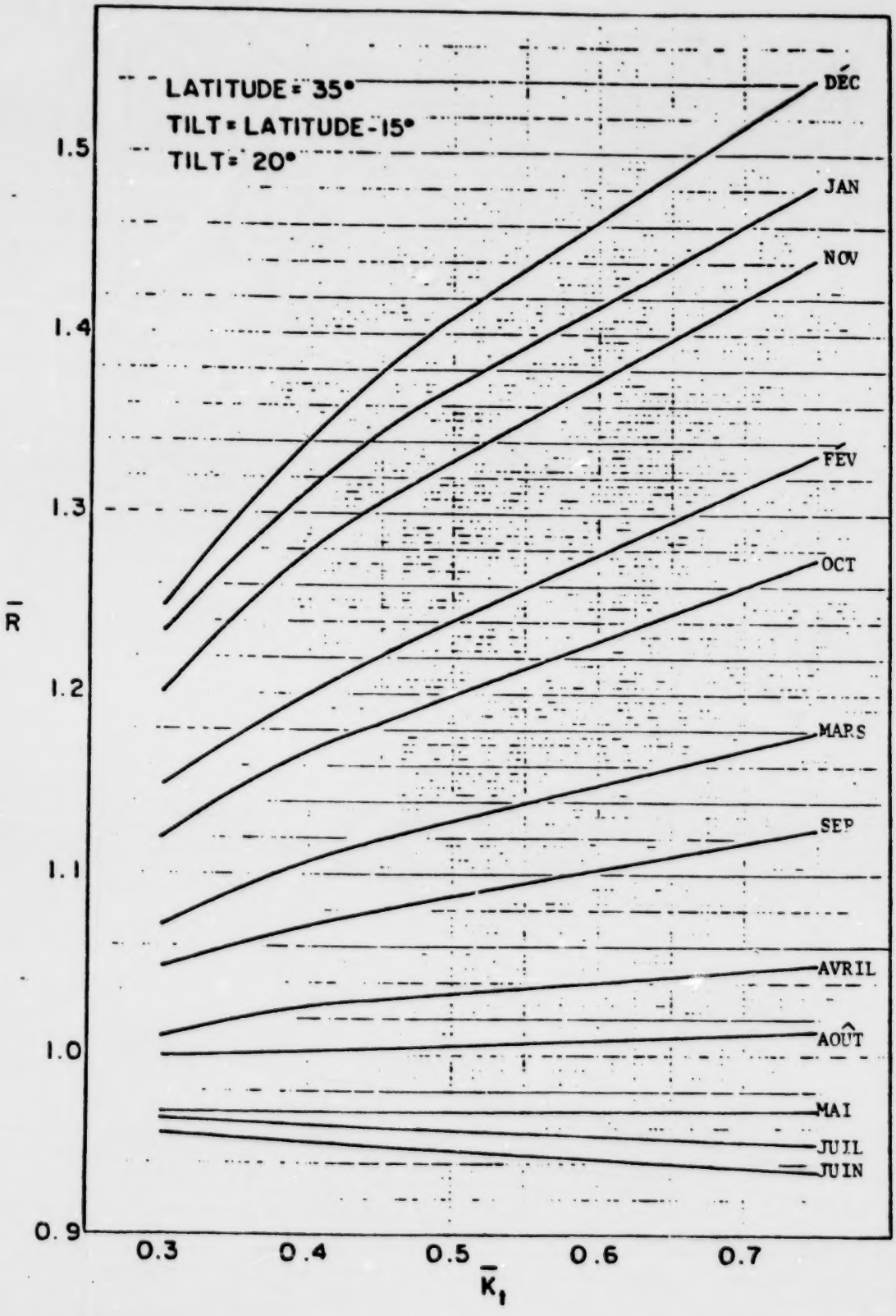


Figure 2A-2-3. Facteur de correction pour tenir compte de l'inclinaison.

Latitude 35°, inclinaison 20°.

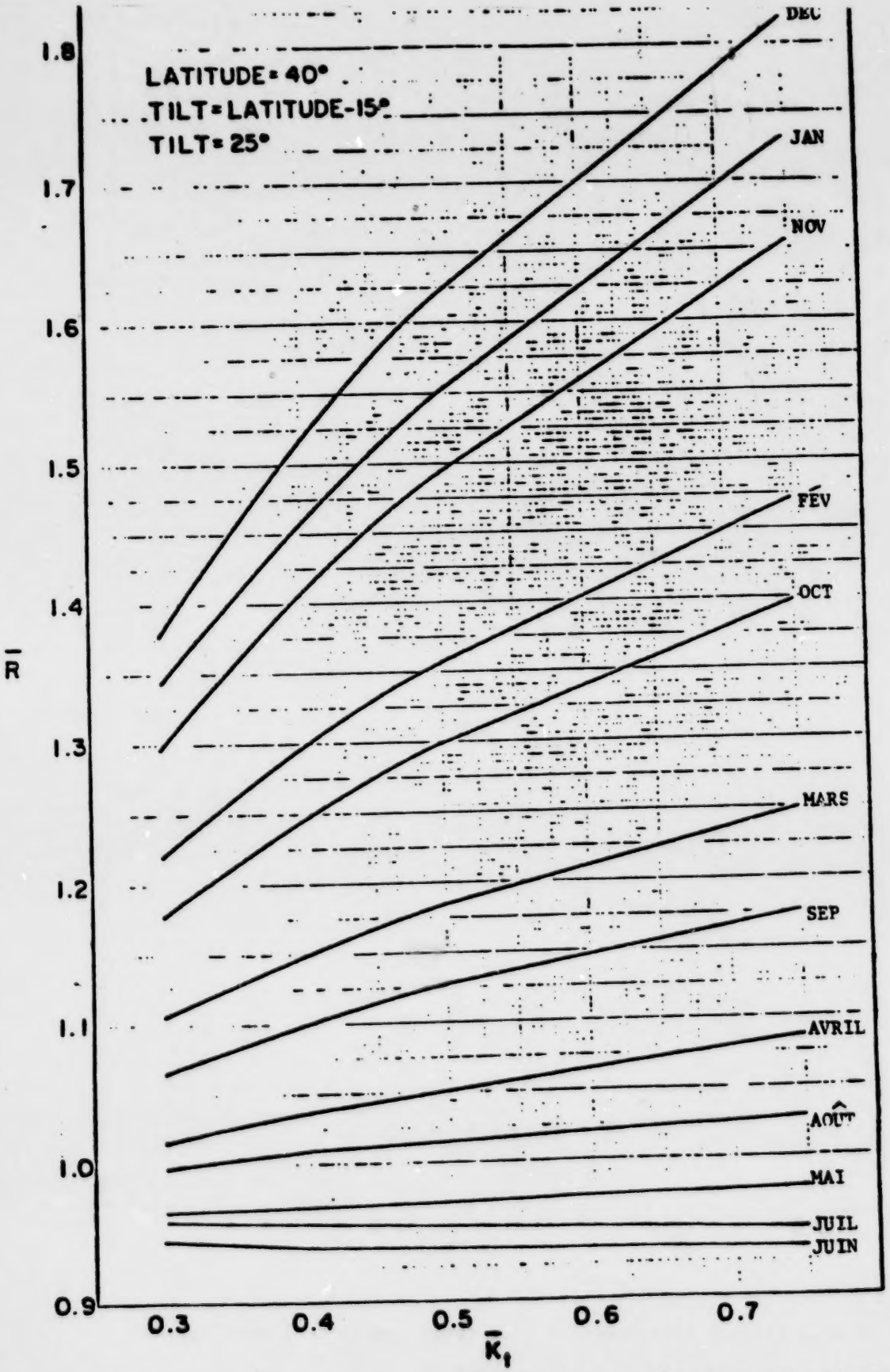


Figure 2A-2-4. Facteur de correction pour tenir compte de l'inclinaison.

Latitude 40°, inclinaison 25°.

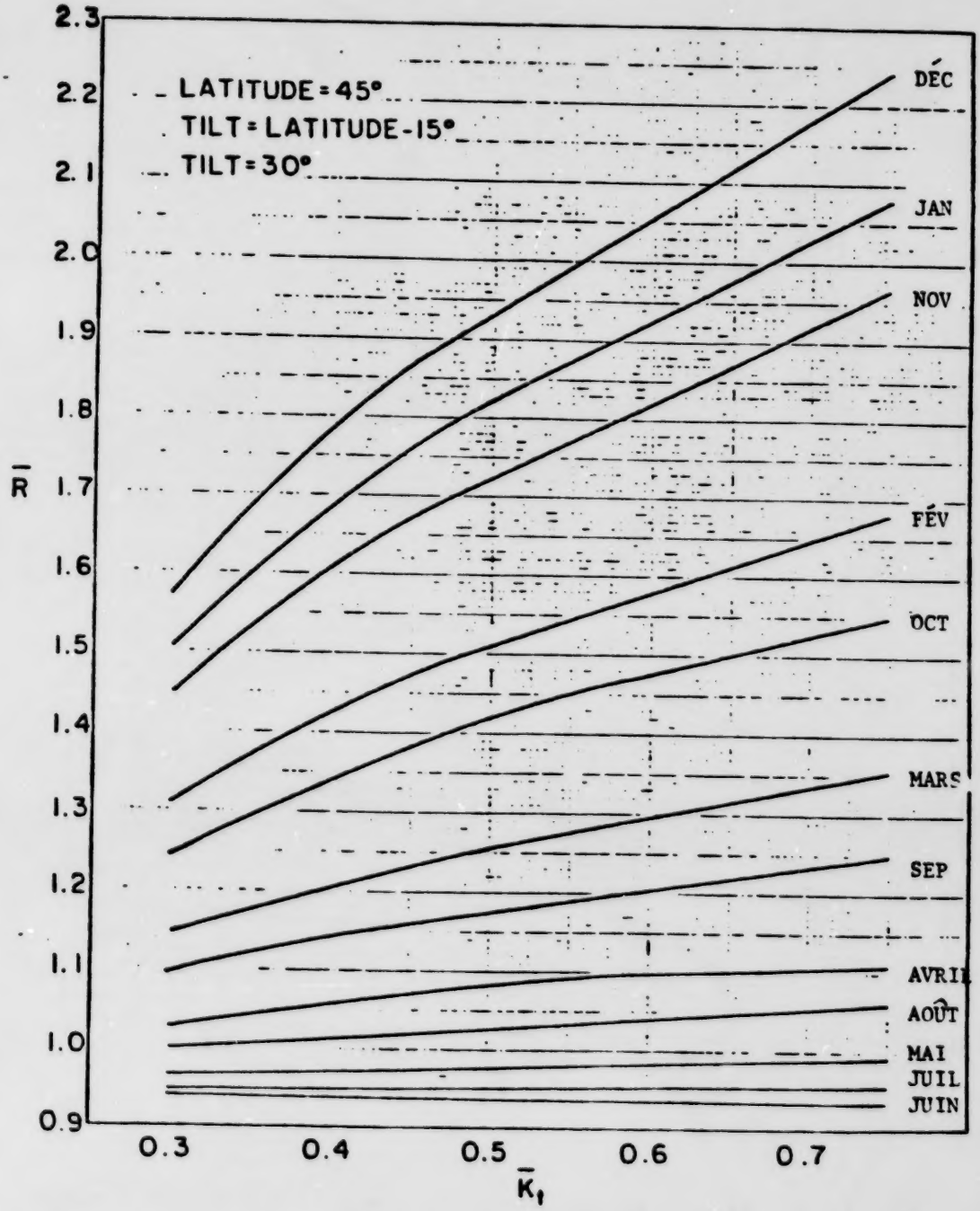


Figure 2A-2-5. Facteur de correction pour tenir compte de l'inclinaison. Latitude 45°, inclinaison 30°.

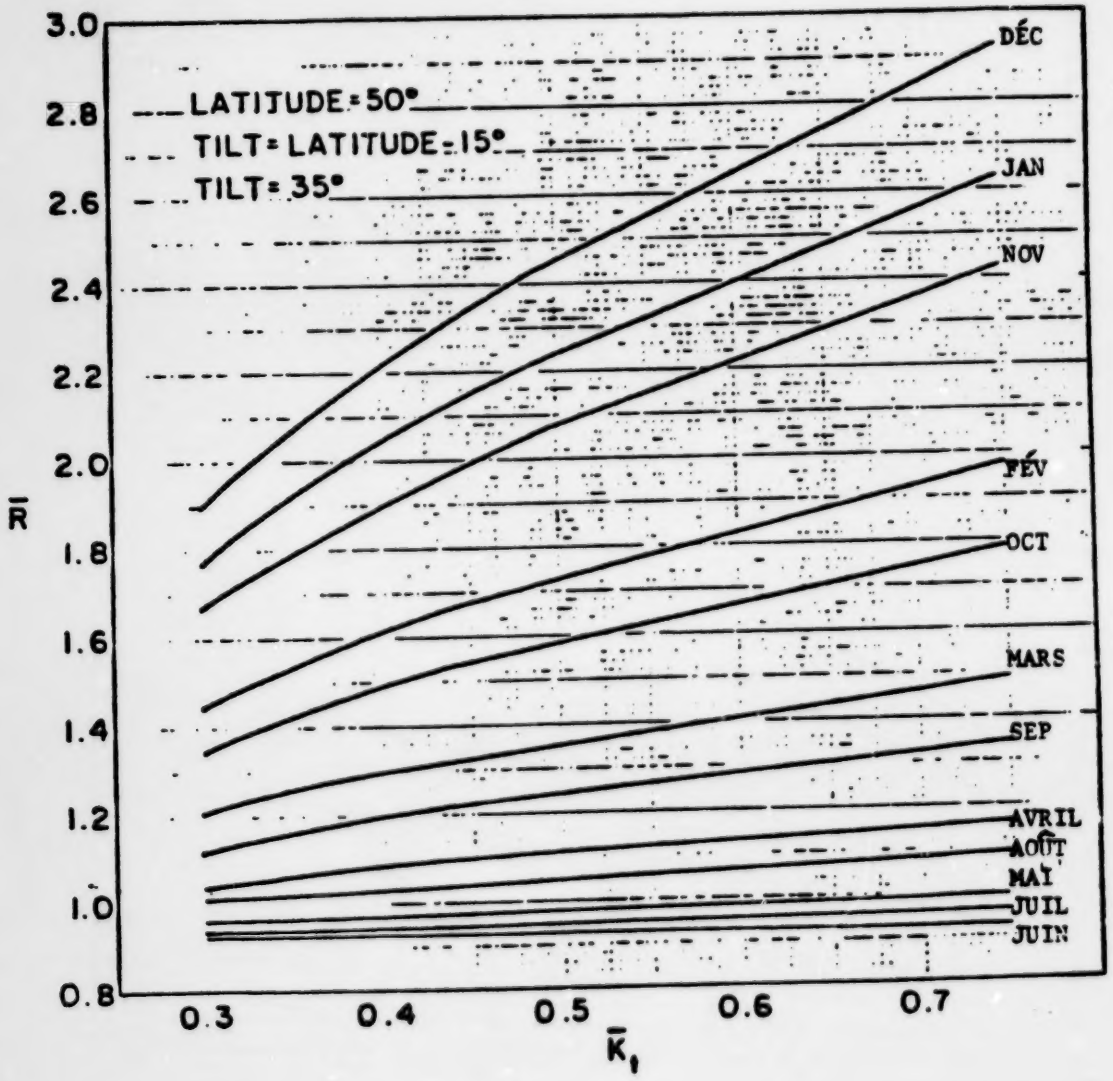


Figure 2A-2-6. Facteur de correction pour tenir compte de l'inclinaison. Latitude 50°, inclinaison 35°.

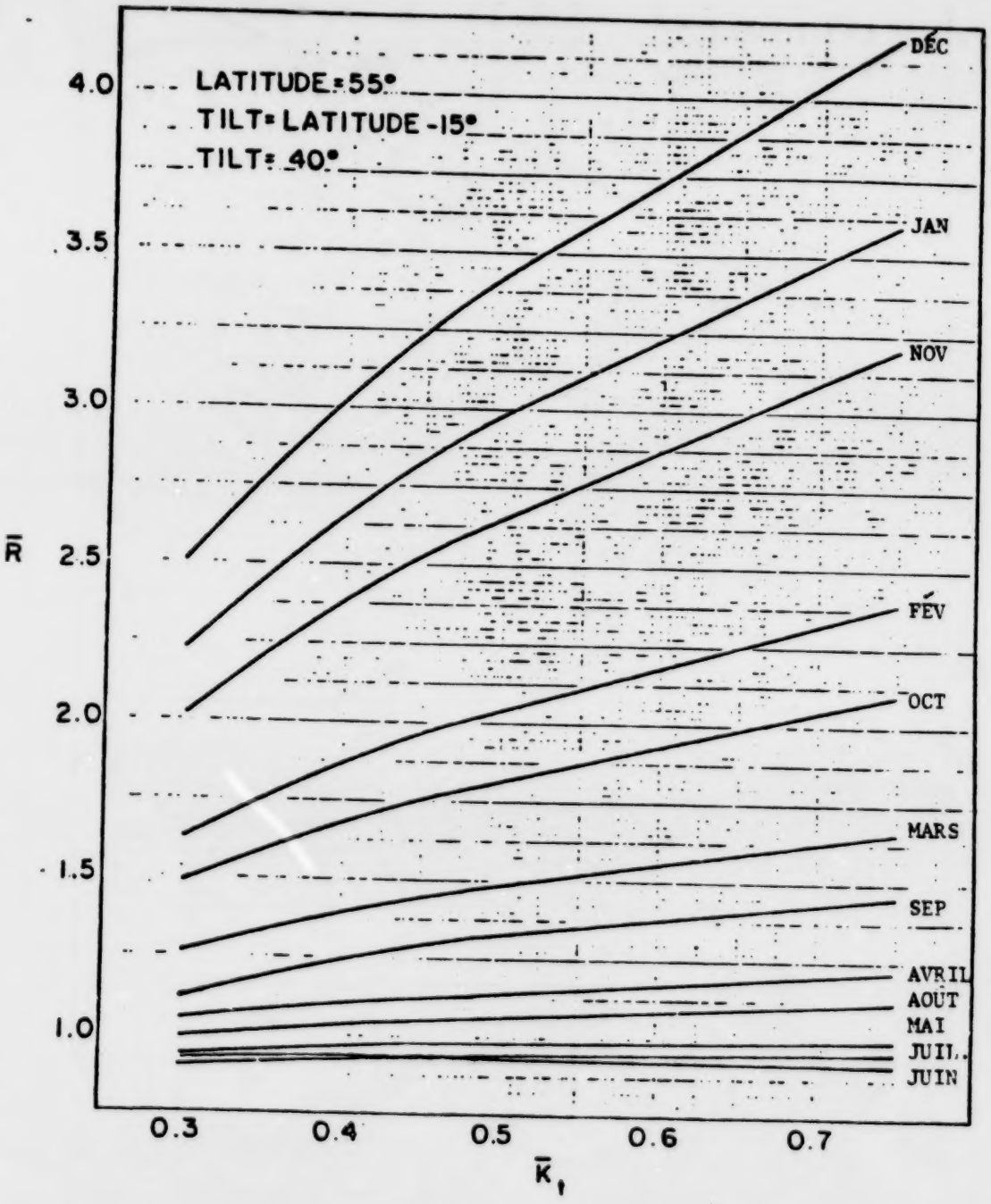


Figure 2A-2-7. Facteur de correction pour tenir compte de l'inclinaison. Latitude 55°, inclinaison 40°.

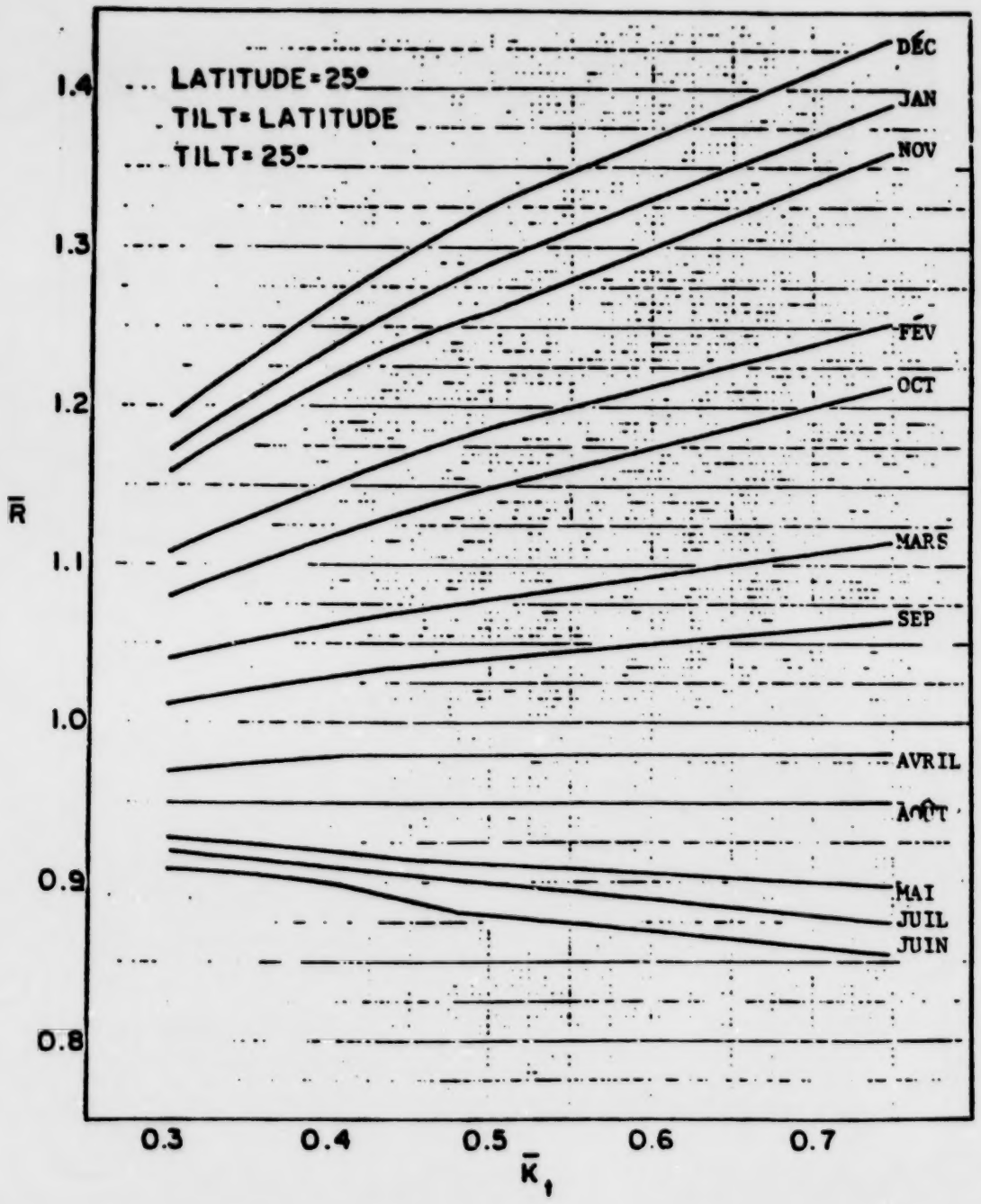


Figure 2A-2-8. Facteur de correction pur tenir compte de l'inclinaison.

Latitude 25°, inclinaison 25°.

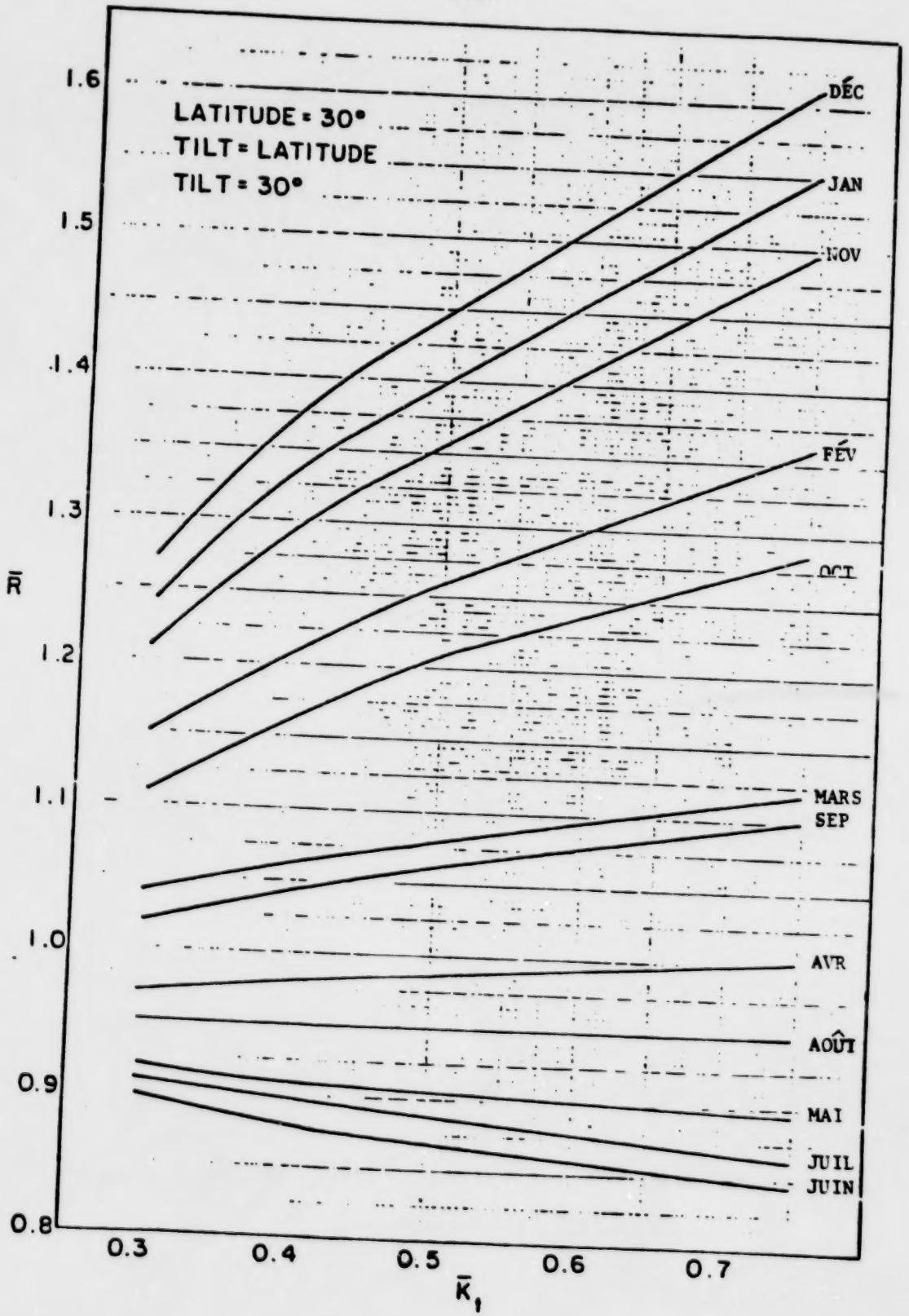


Figure 2A-2-9. Facteur de correction pur tenir compte de l'inclinaison. Latitude 30°, inclinaison 30°.

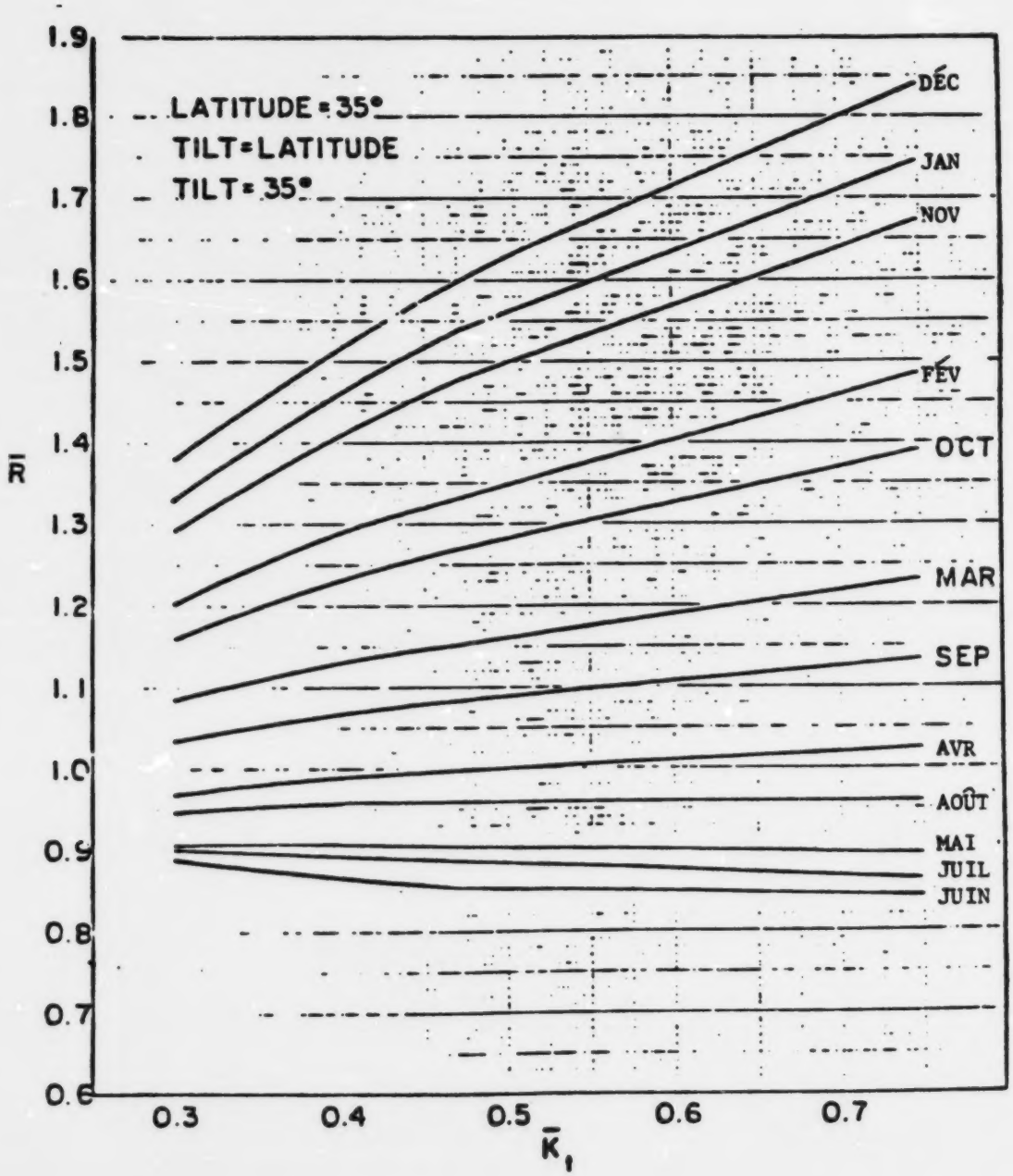


Figure 2A-2-10. Facteur de correction pour tenir compte de l'inclinaison. Latitude 35°, inclinaison 35°.

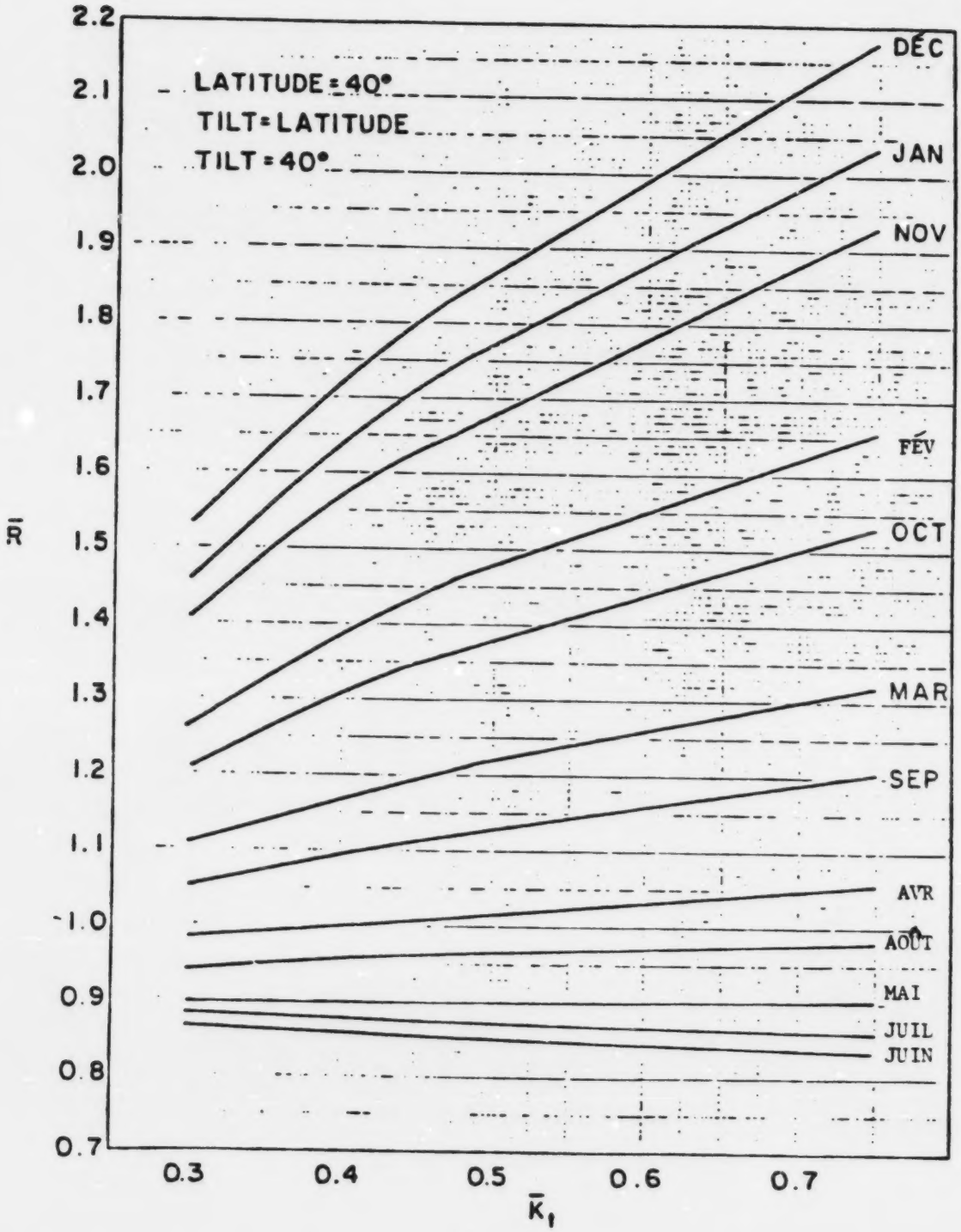


Figure 2A-2-11. Facteur de correction pur tenir compte de l'inclinaison. Latitude 40°, inclinaison 40°.

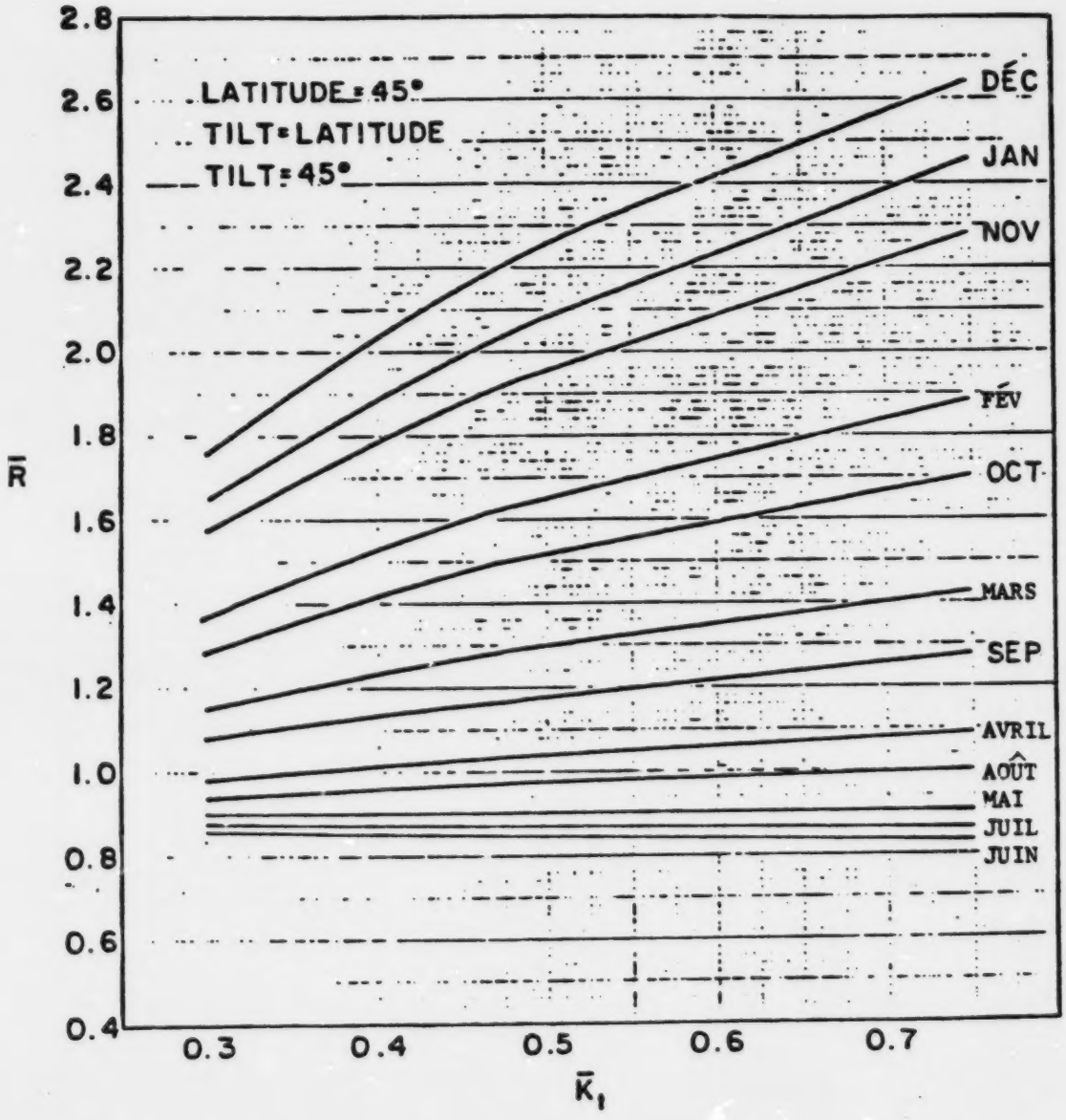


Figure 2A-2-12. Facteur de correction pur tenir compte de l'inclinaison. Latitude 45°, inclinaison 45°.

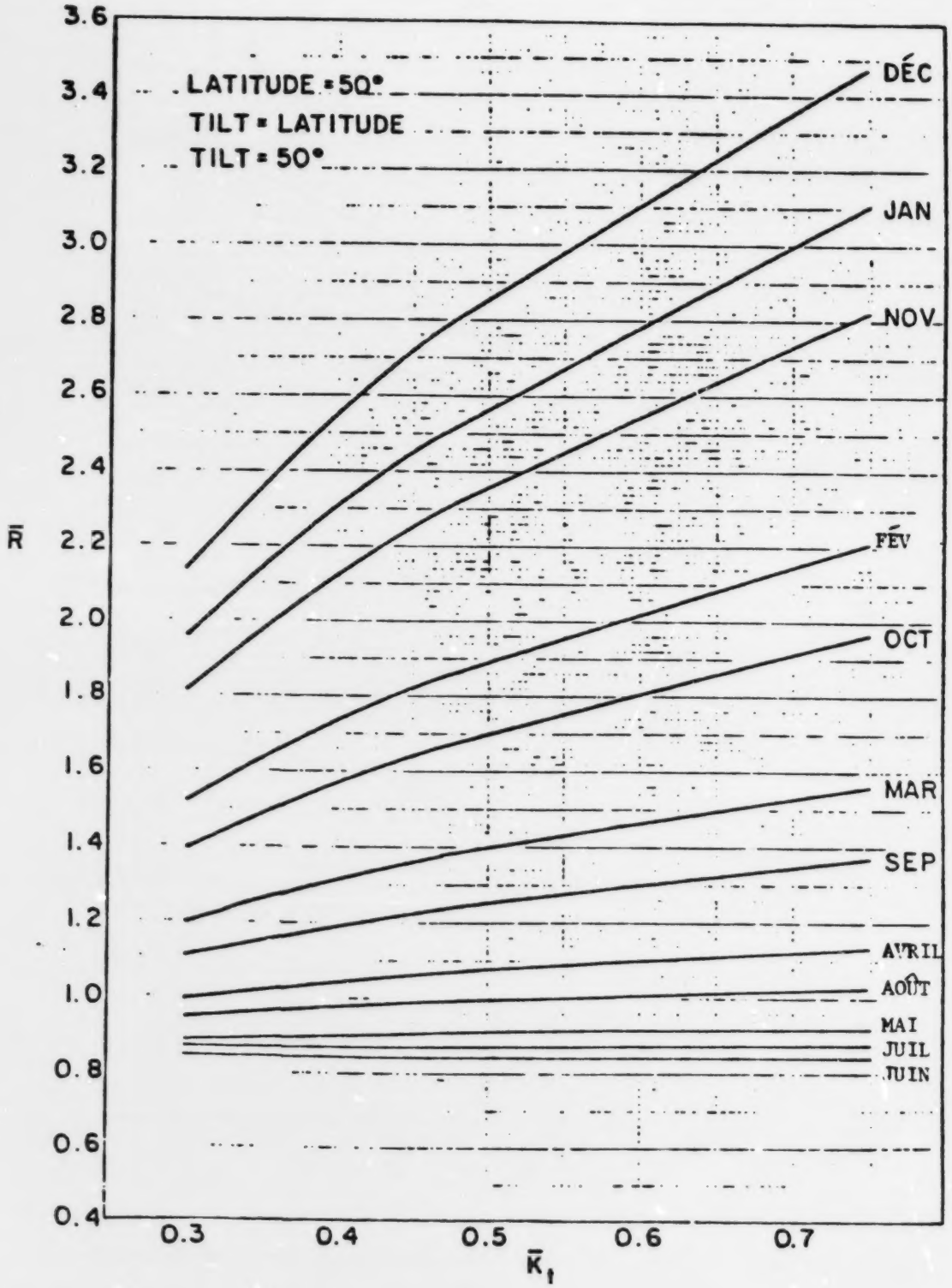


Figure 2A-2-13. Facteur de correction pur tenir compte de l'inclinaison.

Latitude 50°, inclinaison 50°.

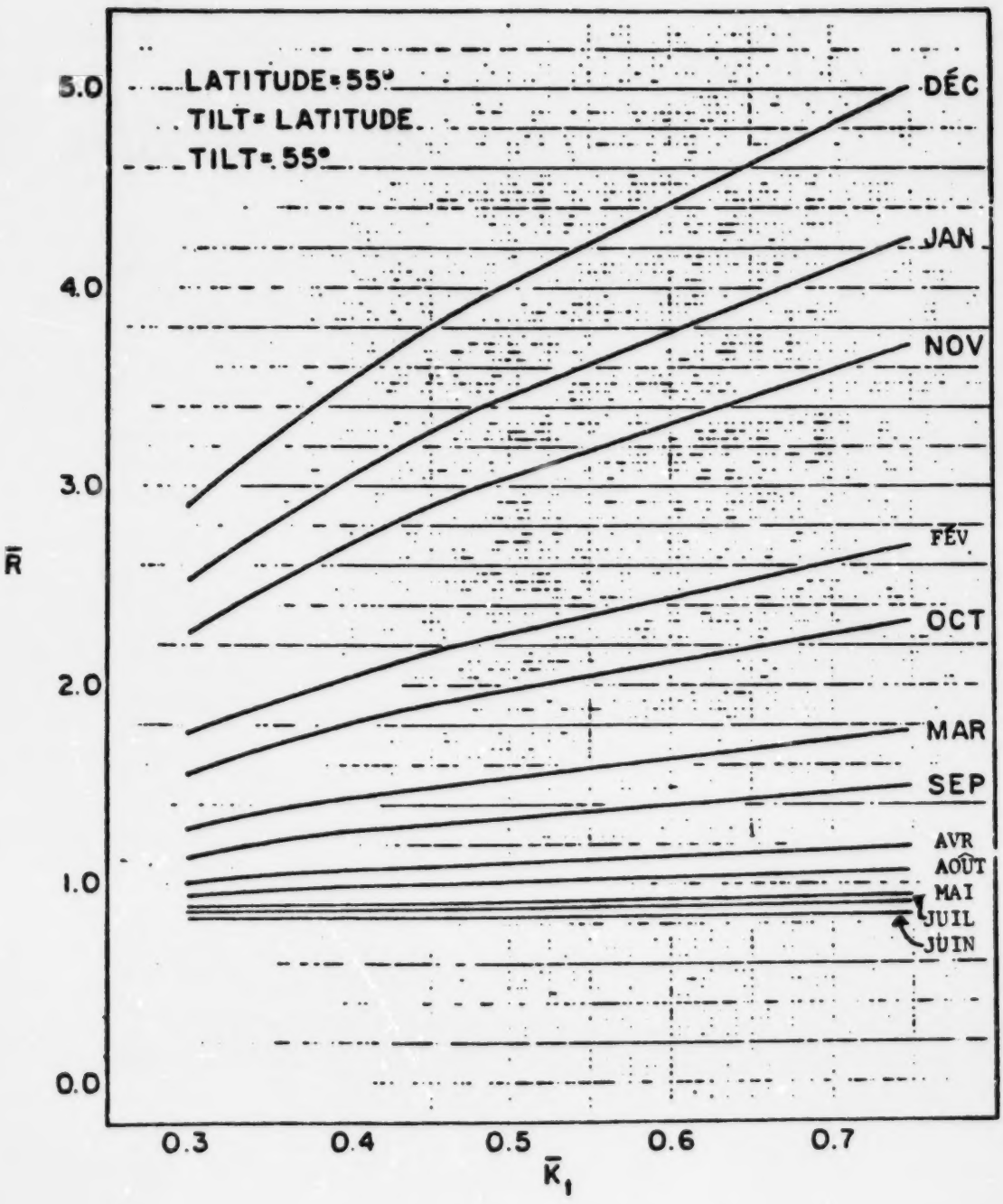


Figure 2A-2-14. Facteur de correction pour tenir compte de l'inclinaison. Latitude 55°, inclinaison 55°.

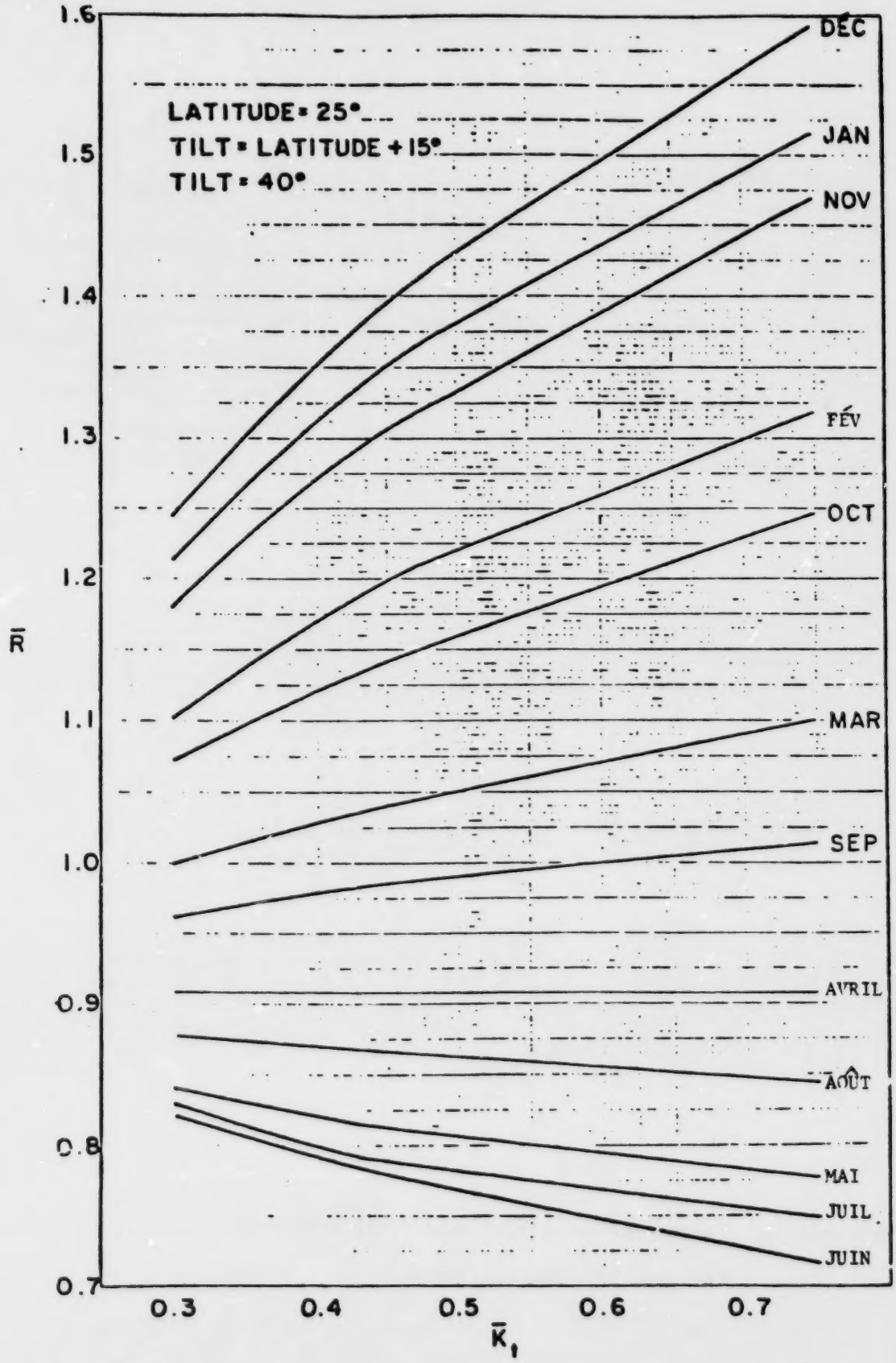


Figure 2A-2-15. Facteur de correction pour tenir compte de l'inclinaison. Latitude 25°, inclinaison 40°.

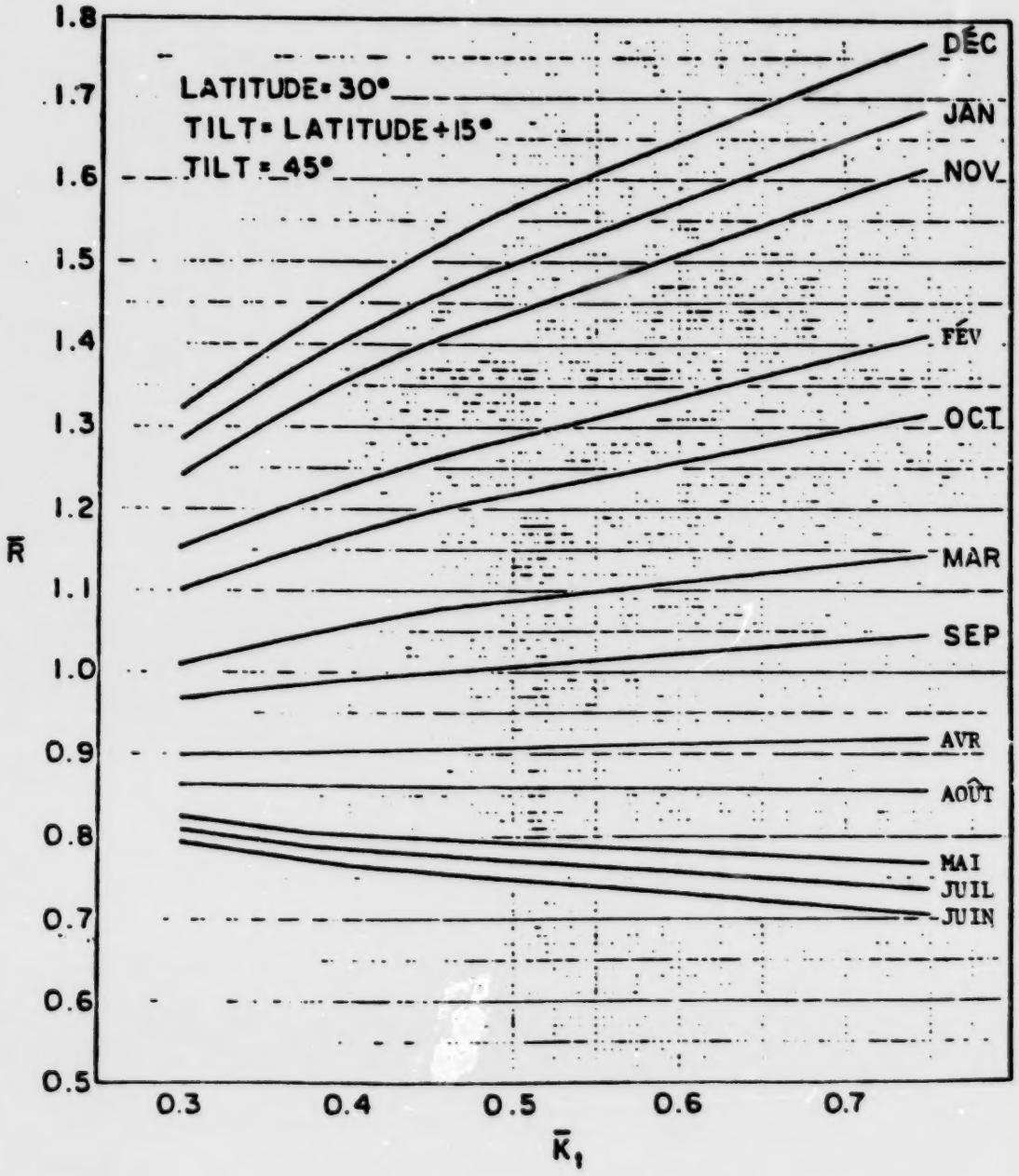


Figure 2A-2-16. Facteur de correction pour tenir compte de l'inclinaison. Latitude 30°, inclinaison 45°.

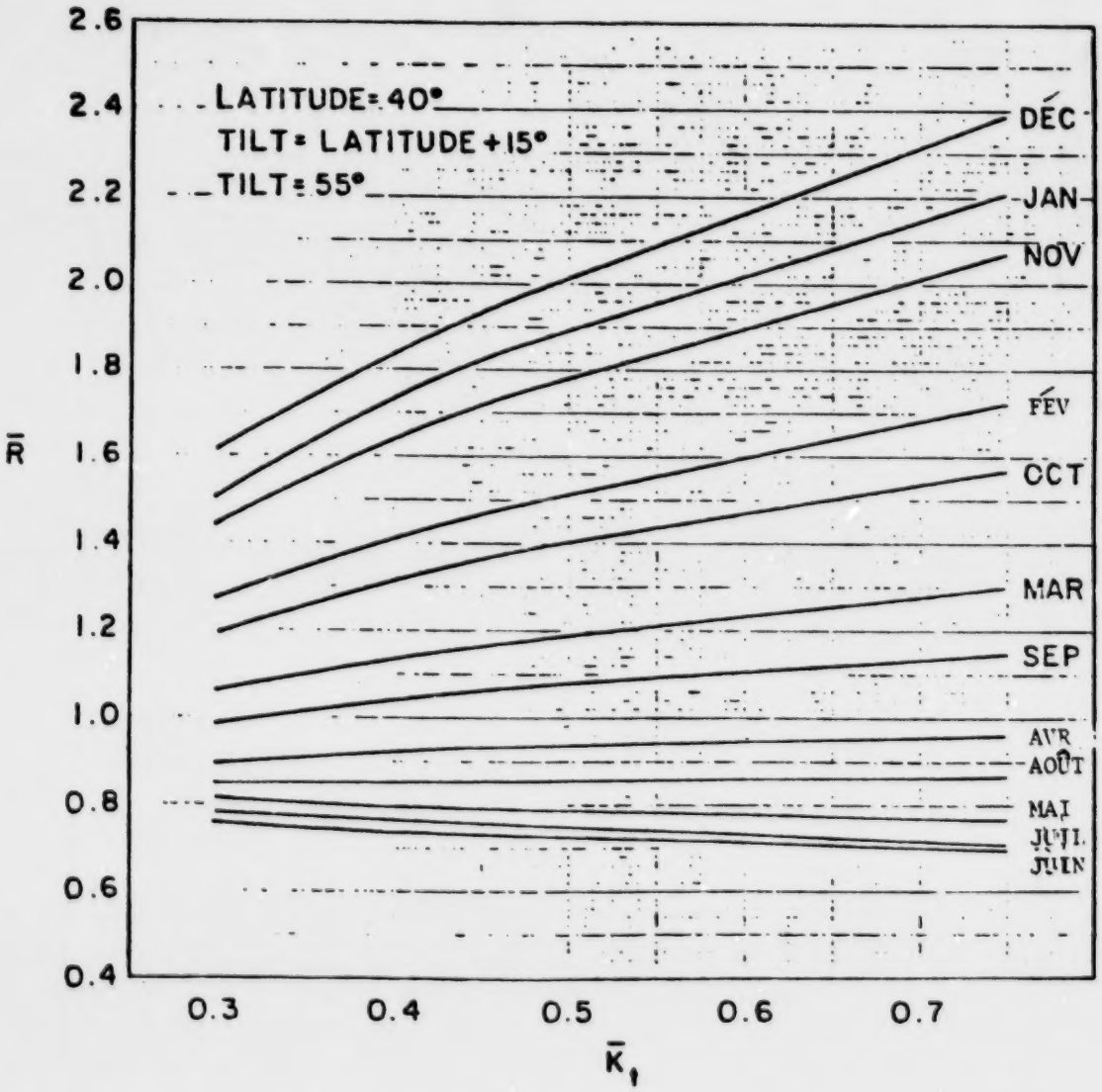


Figure 2A-2-18. Facteur de correction pour tenir compte de L'inclinaison. Latitude 40°, inclinaison 55°.

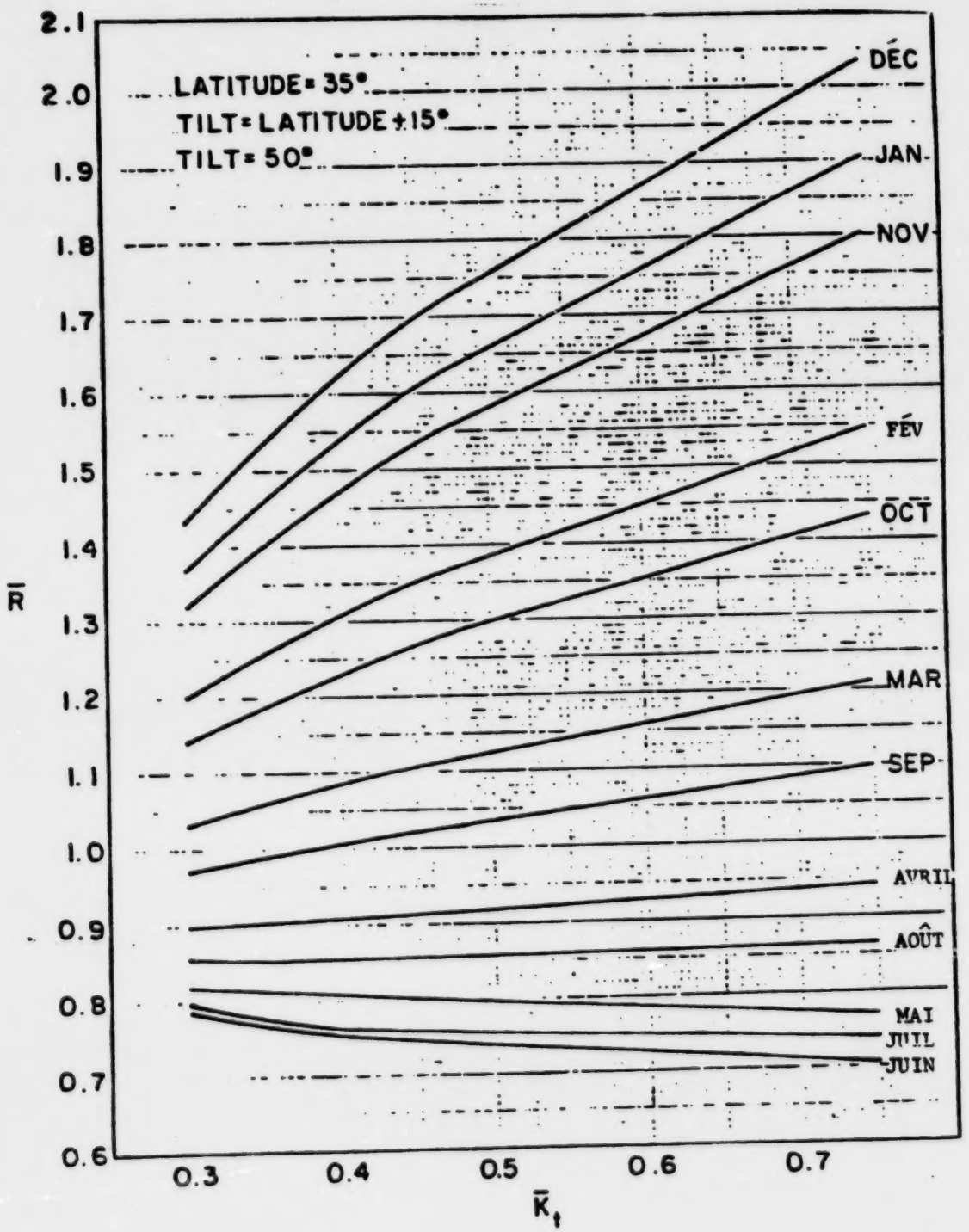


Figure 2A-2-17. Facteur de correction pour tenir compte de l'inclinaison. Latitude 35°, inclinaison 50°.

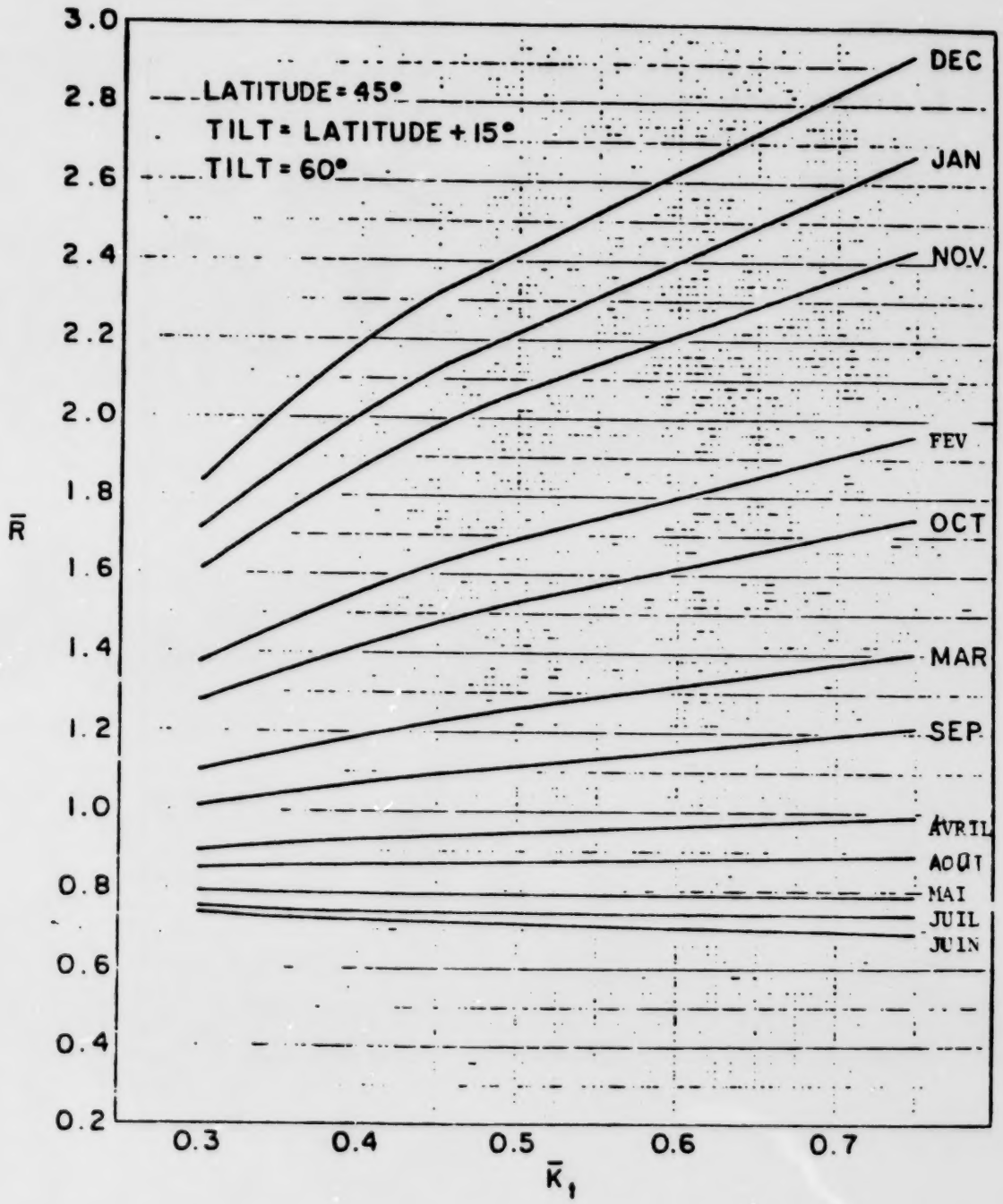


Figure 2A-2-19. Facteur de correction pour tenir compte de l'inclinaison. Latitude 45°, inclinaison 60°.

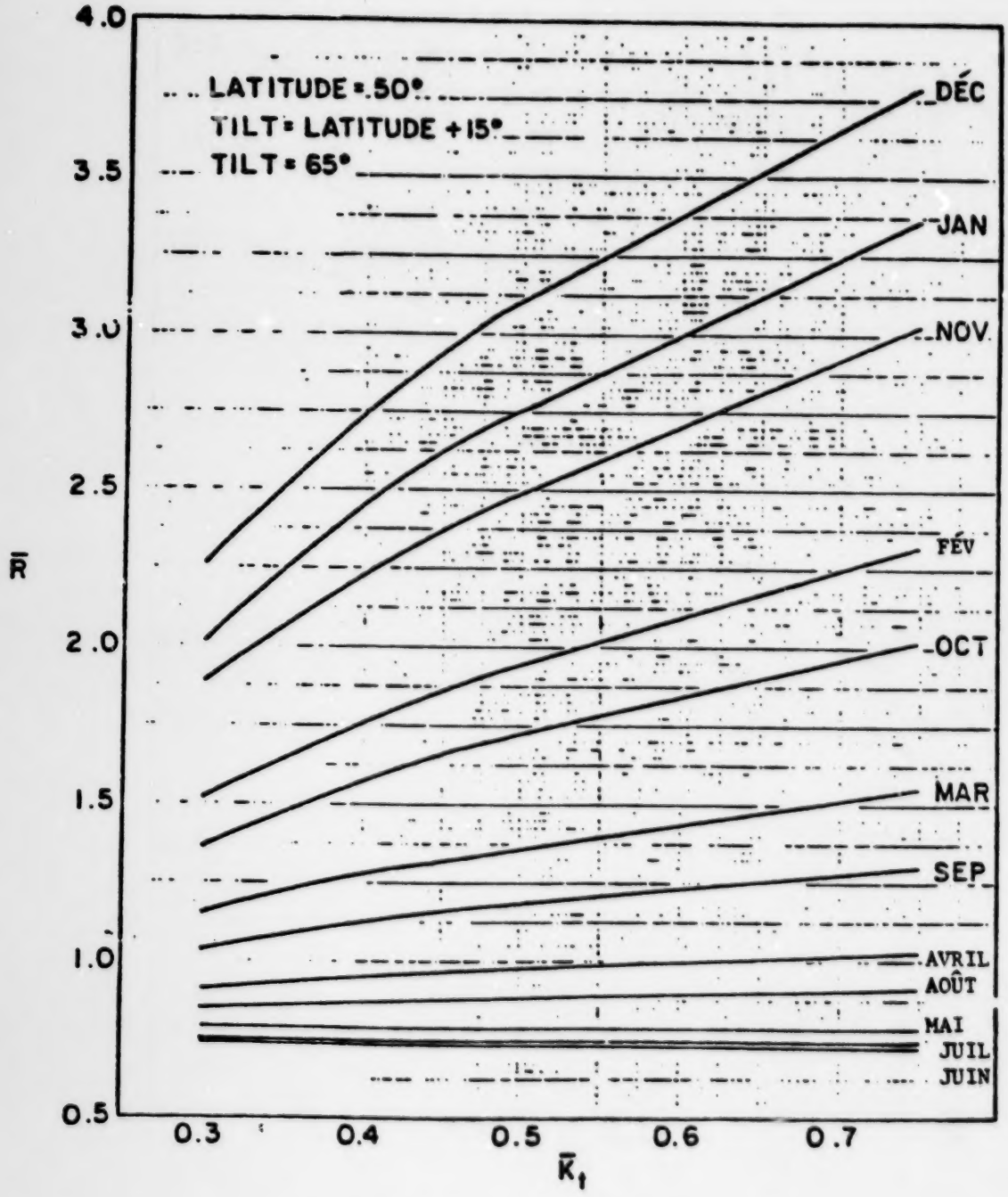


Figure 2A-2-20. Facteur de correction pour tenir compte de l'inclinaison. Latitude 50°, inclinaison 65°.

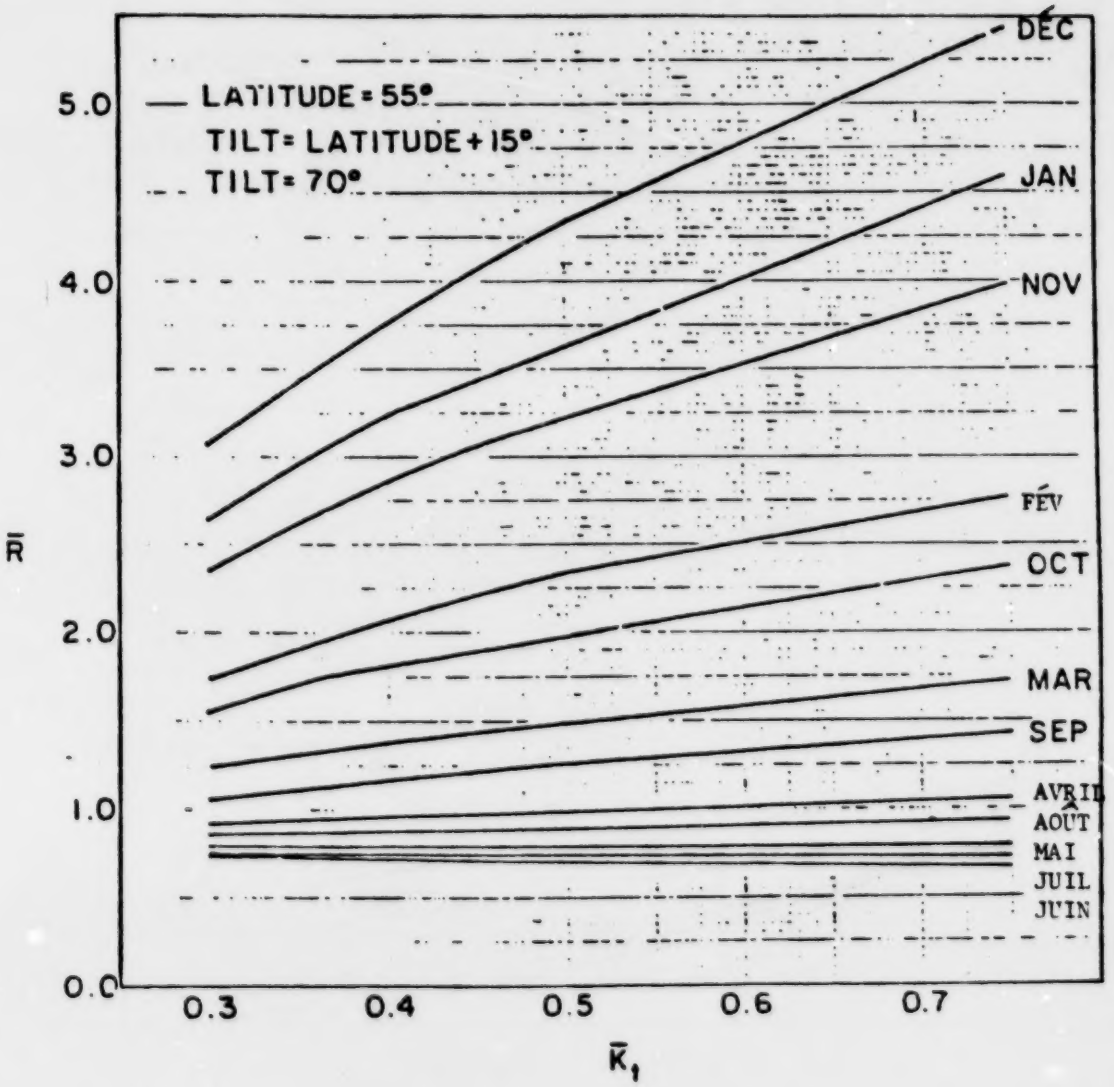


Figure 2A-2-21. Facteur de correction pour tenir compte de l'inclinaison. Latitude 55°, inclinaison 70°.

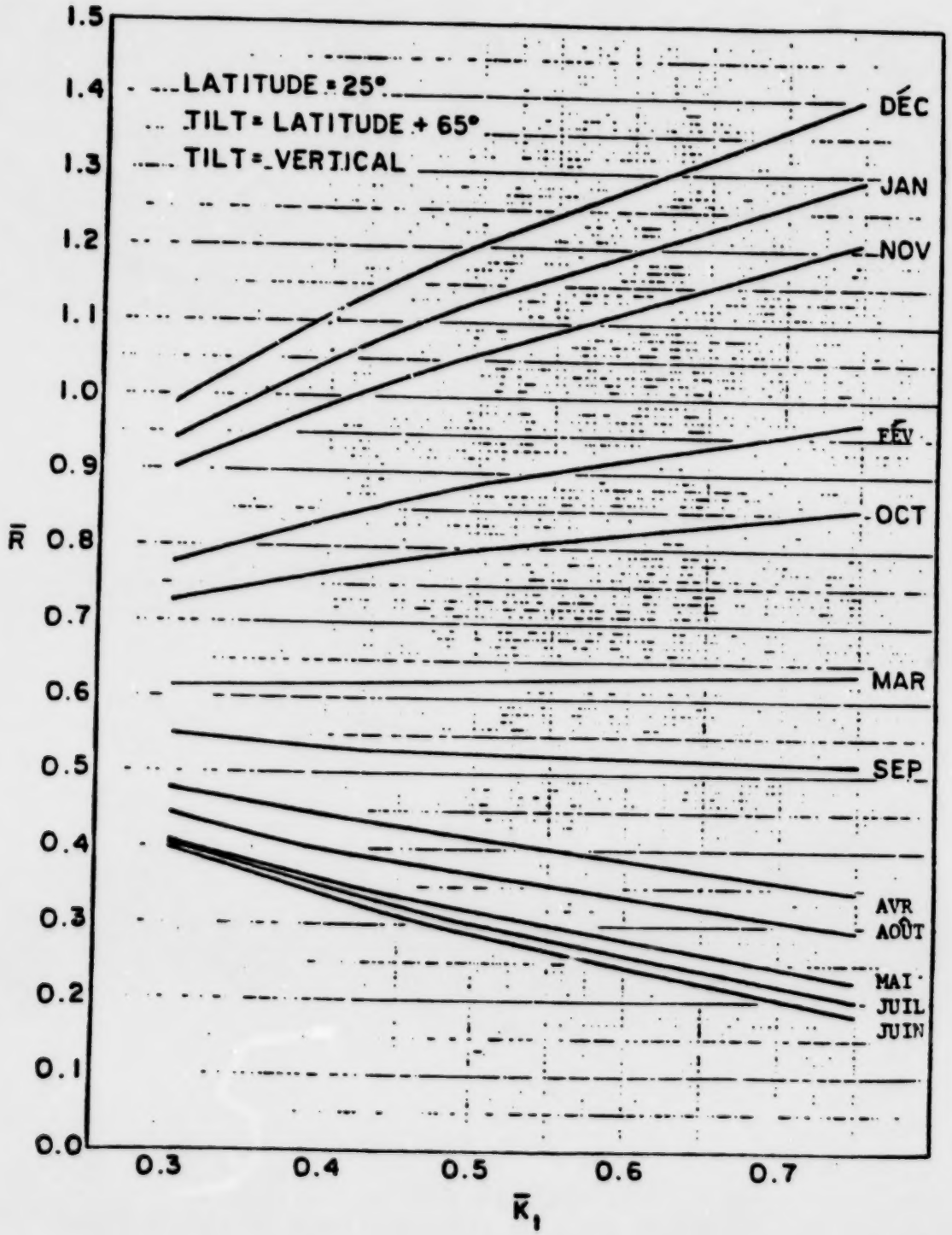


Figure 2A-2-22. Facteur de correction pour tenir compte de l'inclinaison.

Latitude 25°, inclinaison 90°.

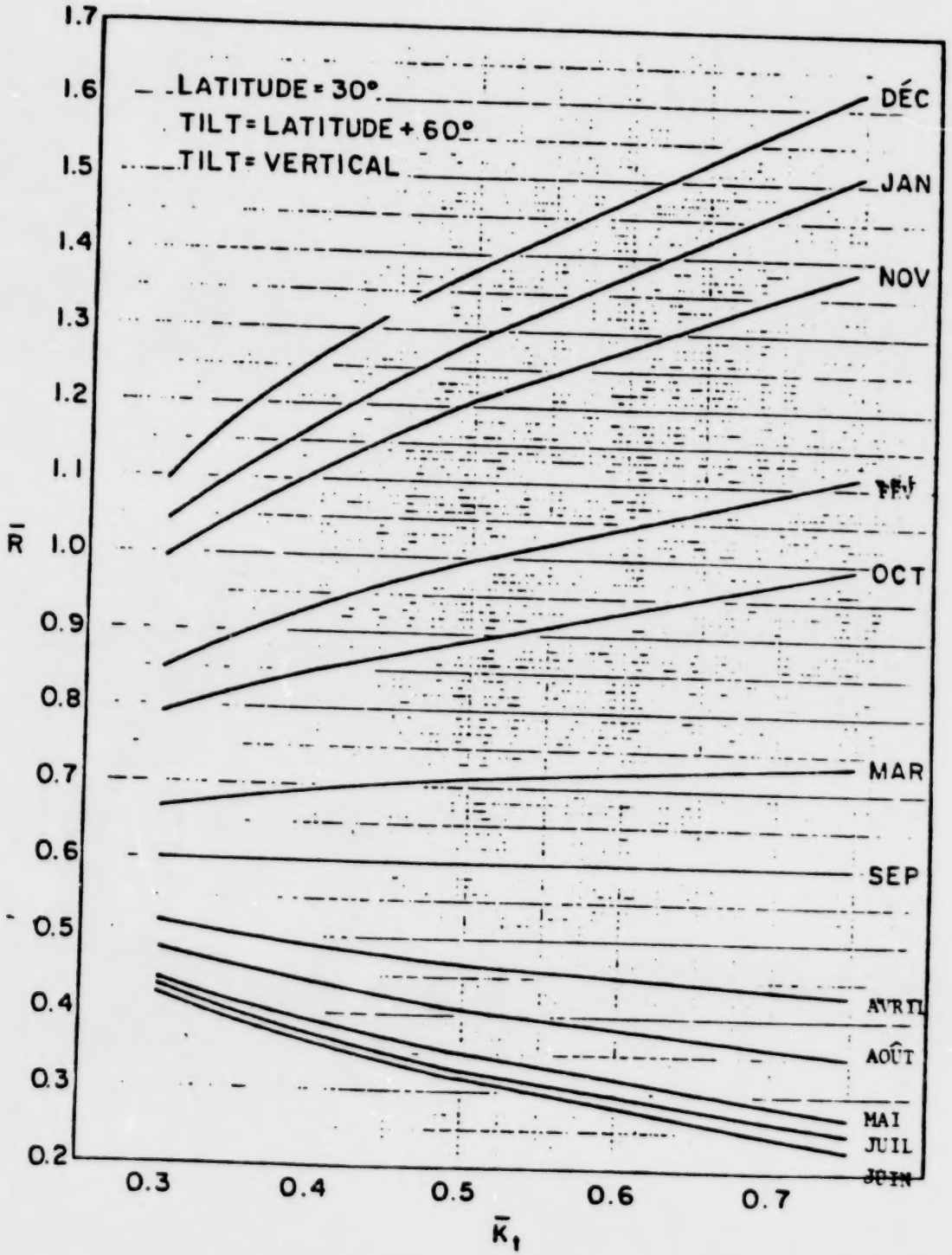


Figure 2A-2-23. Facteur de correction pour tenir compte de l'inclinaison. Latitude 30°, inclinaison 90°.

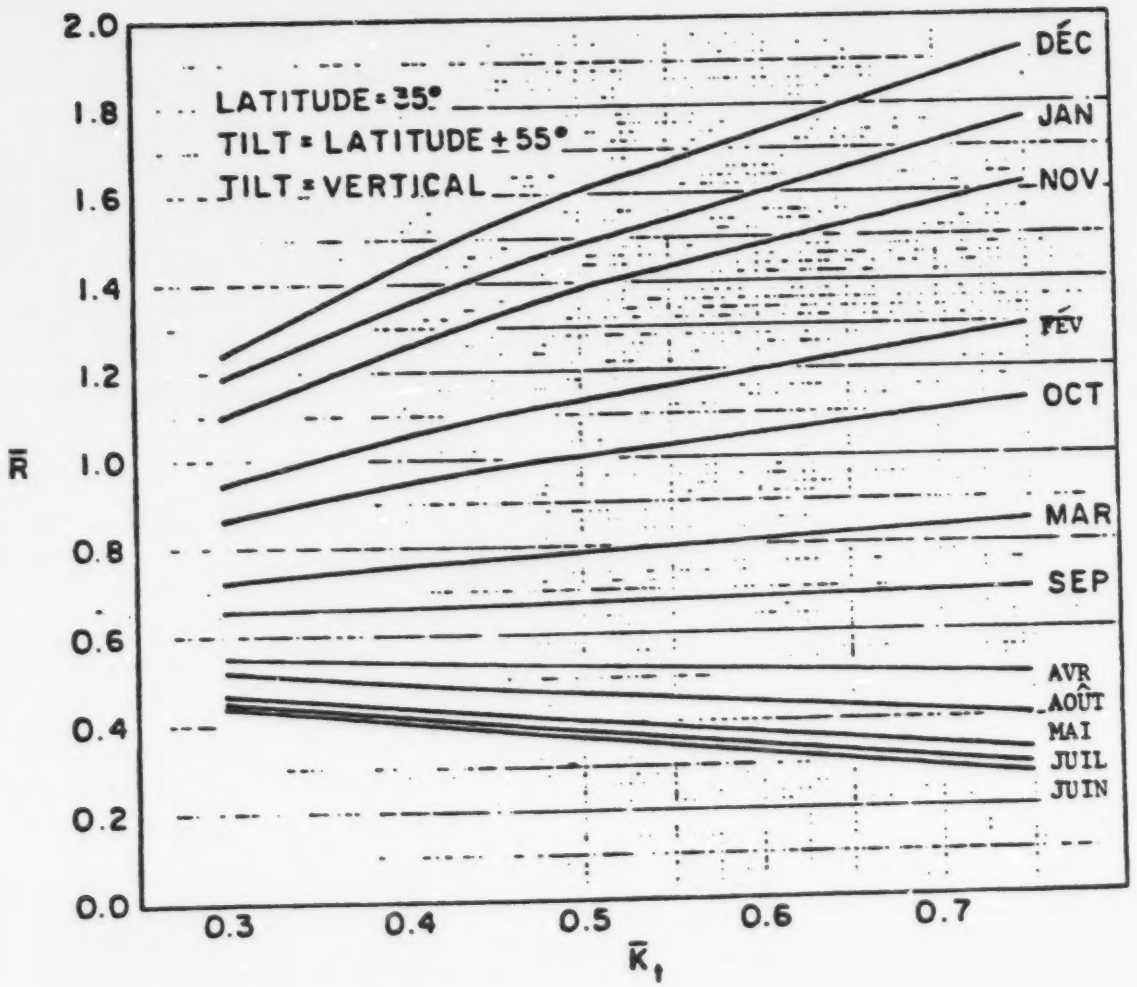


Figure 2A-2-24. Facteur de correction pour tenir compte de l'inclinaison. Latitude 35°, inclinaison 90°.

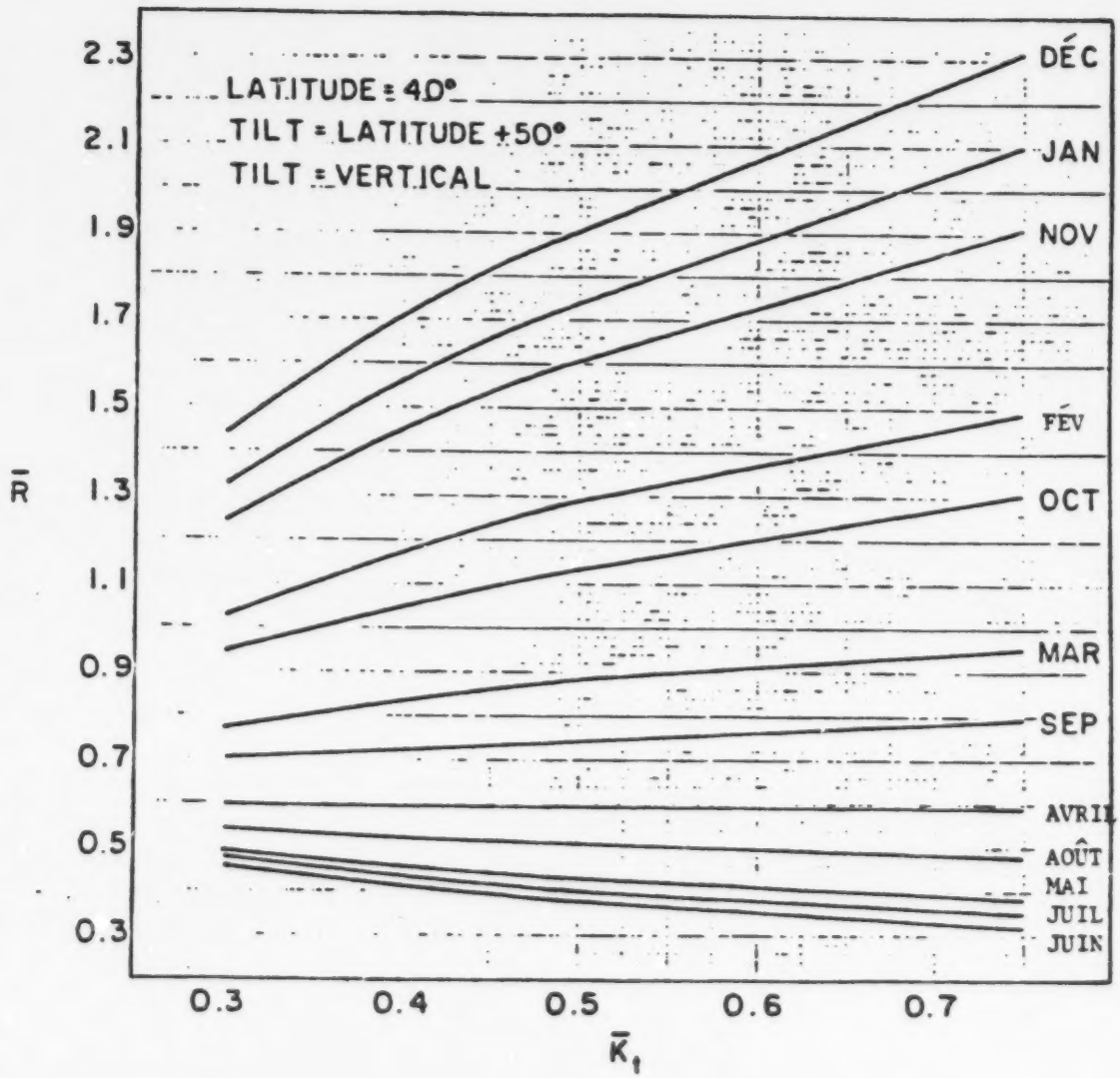


Figure 2A-2-25. Facteur de correction pour tenir compte de l'inclinaison. Latitude 40°, inclinaison 90°.

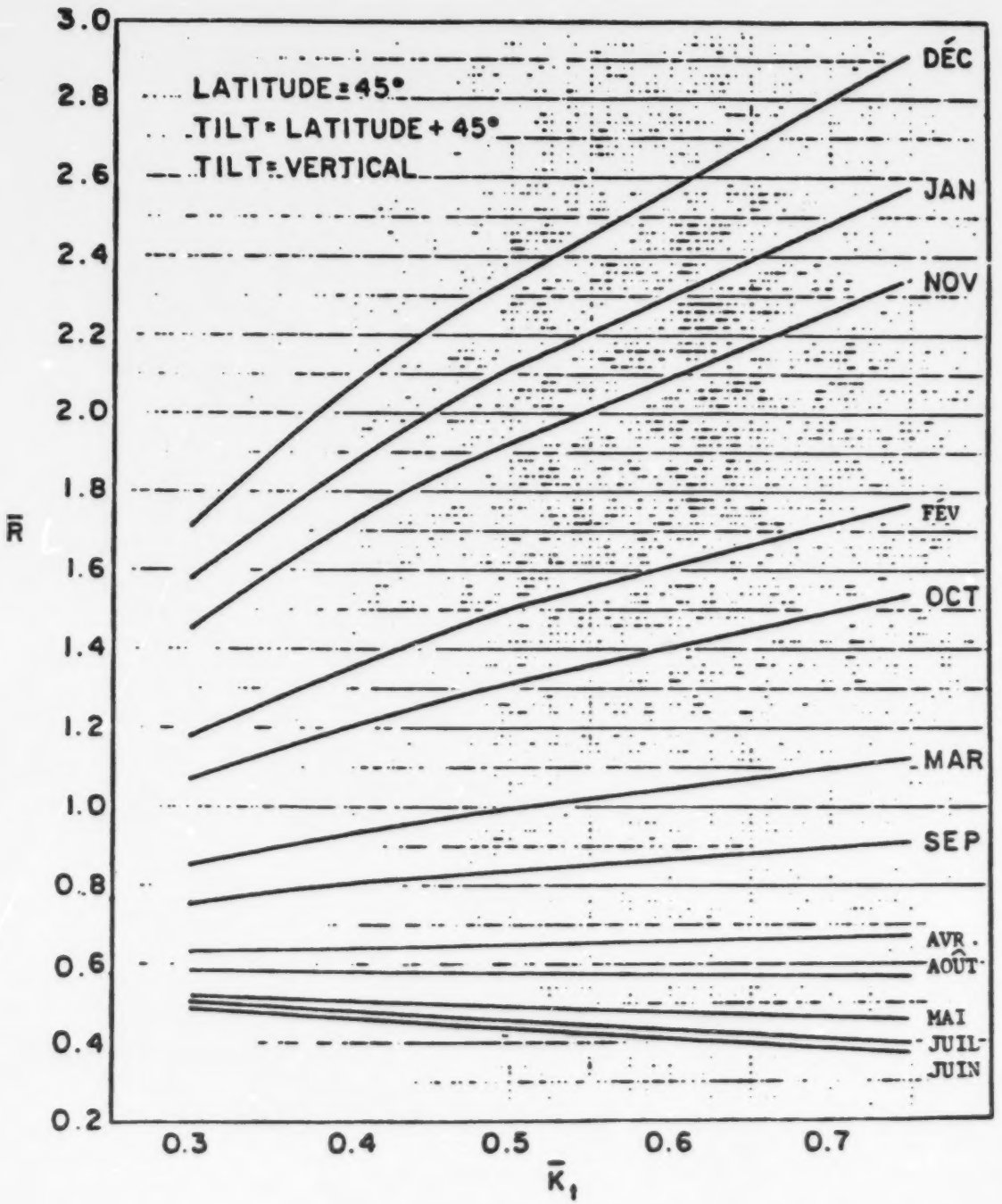


Figure 2A-2-26. Facteur de correction pour tenir compte de l'inclinaison. Latitude 45°, inclinaison 90°.

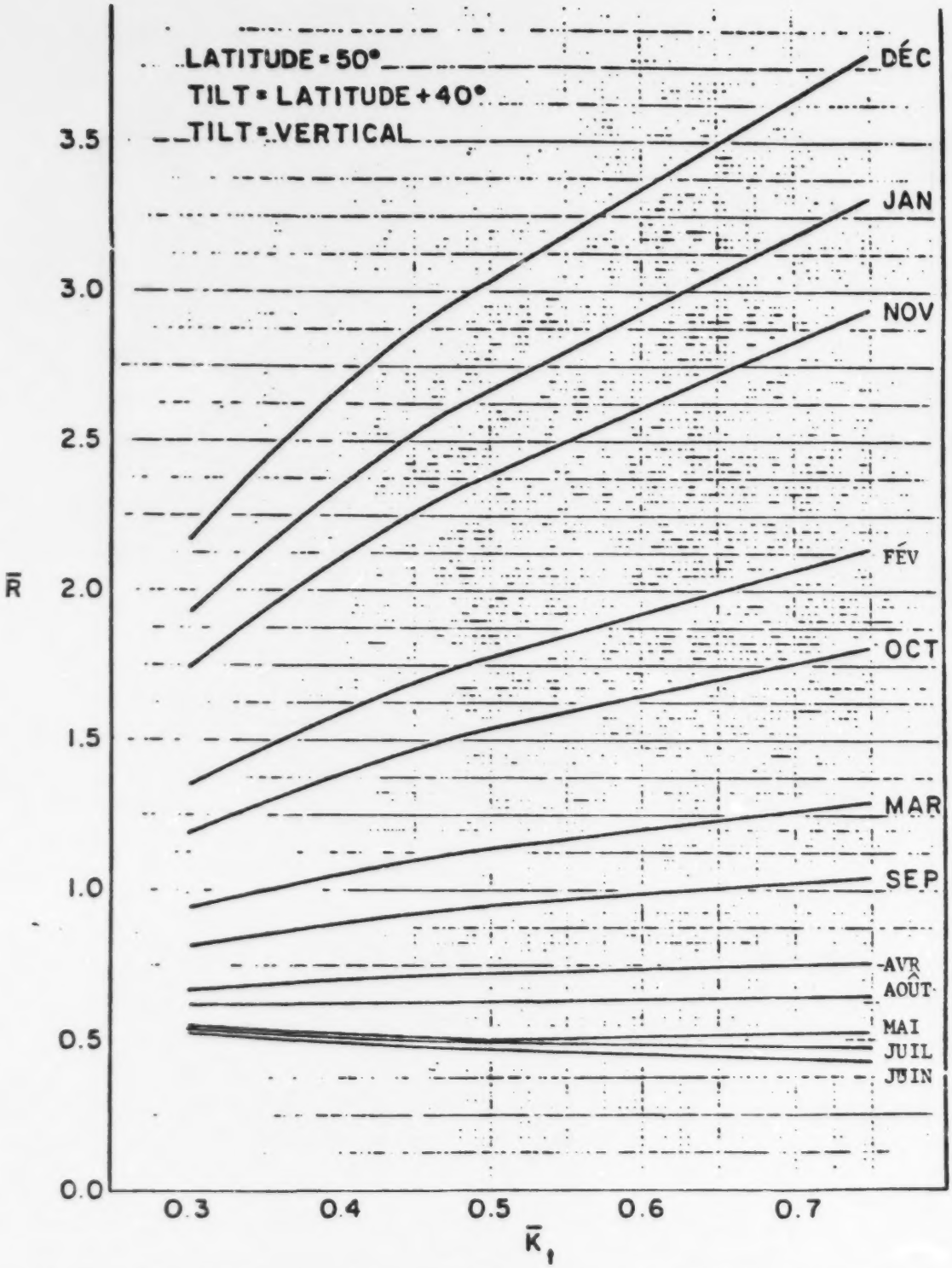


Figure 2A-2-27. Facteur de correction pour tenir compte de l'inclinaison. Latitude 50°, inclinaison 90°.

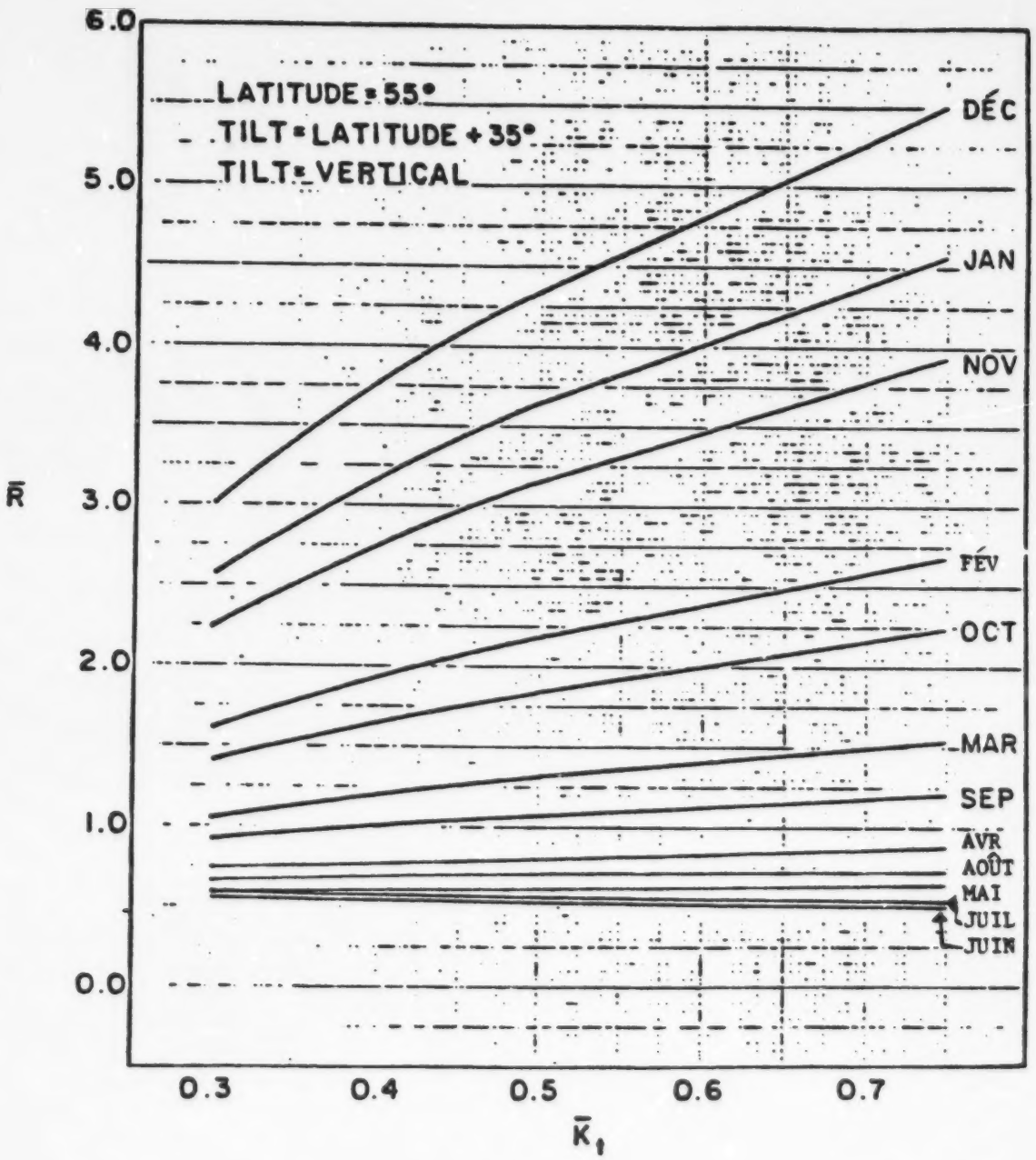


Figure 2A-2-28. Facteur de correction pour tenir compte de l'inclinaison. Latitude 55°, inclinaison 90°.

TABLE DES MATIÈRES

Chapitre			Page
3	TRANSFERT DE CHALEUR ET ÉQUATIONS DE PERFORMANCE DES CAPTEURS SOLAIRES		3-1
	3.1	INTRODUCTION	3-1
	3.2	TRANSMISSION ET ABSORPTION DANS LES CAPTEURS PLANS	3-2
	3.2.1	Transmission dans un milieu semi-transparent	3-2
	3.2.2	Absorption par l'absorbeur	3-7
	3.3	ÉCHANGE THERMIQUE DANS LES CAPTEURS PLANS	3-13
	3.3.1	Introduction	3-13
	3.3.2	Coefficient de perte thermique du capteur	3-16

		Page
3.3.3	Distribution de la température sur l'absorbeur d'un capteur à liquide classique	3-20
3.3.3.1	Distribution de la température perpendiculairement à l'écoulement	3-20
3.3.3.2	Distribution de la température parallèlement à l'écoulement	3-25
3.3.4	Autres géométries de capteur	3-29
3.4	PERFORMANCE THERMIQUE DES CAPTEURS PLANS	3-30
3.5	PERFORMANCE D'UN GROUPE DE CAPTEURS	3-35

LISTE DES TABLEAUX

Tableaux		Page
3.2.1	COMPARAISON DE VITRAGES	3-8
3.2.2	COMPARAISON DE REVÊTEMENTS POUR ABSORBEURS	3-11

LISTE DES FIGURES

Figure		Page
3.2.1	RÉFLEXION SUR UNE SURFACE	3-2
3.2.2	TRANSMISSION DANS UN VITRAGE NON ABSORBANT	3-4
3.2.3	FACTEUR DE TRANSMISSION DE 1,2,3 et 4 VITRAGES NON ABSORBANTS D'INDICE DE RÉFRACTION DE 1,526	3-5
3.2.4	FACTEUR DE TRANSMISSION (TENANT COMPTE DE L'ABSORPTION ET DE LA RÉFLEXION) DE 1,2,3 et 4 VITRAGES DE TROIS TYPES DIFFÉRENTS	3-9
3.2.5	INTERACTION ENTRE LE VITRAGE ET L'ABSORBEUR	3-10
3.3.1	DISTRIBUTION DE LA TEMPÉRATURE SUR L'ABSORBEUR	3-14
3.3.2	SCHÉMAS DES RÉSISTANCES THERMIQUES D'UN CAPTEUR PLAN À DEUX VITRAGES	3-15
3.3.3	COEFFICIENTS DE PERTE VERS LE HAUT EN FONCTION DE LA TEMPÉRATURE DES VITRAGES	3-19

		Page
3.3.4	FLUX THERMIQUES TYPES ET TEMPÉRATURE DES VITRAGES	3-19
3.3.5	VARIATION DU COEFFICIENT DE PERTE VERS LE HAUT EN FONCTION DE L'ESPACEMENT VITRAGE-ABSORBEUR	3-21
3.3.6	NOMENCLATURE POUR L'ANALYSE DES AILETTES	3-22
3.3.7	VARIATION DU RENDEMENT D'UNE AILETTE	3-23
3.3.8	RENDEMENT F D'UN CAPTEUR EN FONCTION DE L'ESPACEMENT DE TUBES DE 2 cm DE DIAMÈTRE, DANS DIFFÉRENTES CONDITIONS	3-24
3.3.9	TEMPÉRATURE DU FLUIDE EN FONCTION DE LA POSITION LE LONG DU TUBE	3-25
3.3.10	FACTEUR D'ÉCOULEMENT F" D'UN CAPTEUR	3-27
3.4.1	COURBE DE RENDEMENT D'UN CAPTEUR	3-32
3.4.2	CORRECTION POUR L'ANGLE D'INCIDENCE	3-33

CHAPITRE 3

TRANSFERT DE CHALEUR ET ÉQUATIONS DE PERFORMANCE DES CAPTEURS SOLAIRES

3.1 INTRODUCTION

Voici les sujets abordés dans le présent chapitre:

1. Transmission du rayonnement dans les vitrages du capteur et absorption par l'absorbeur.

2. Échange de chaleur dans un capteur plan.

3. Équation du rendement des capteurs.

La matière présentée dans ce chapitre est traitée en détail dans les chapitres 5, 6 et 7 de D et B. Ces notes ont pour but de donner à l'étudiant un aperçu des processus thermiques qui se produisent dans un capteur plan, et non de développer ses compétences en analyse quantitative de ces processus. L'analyse porte sur un modèle classique de capteur plan à tubes, refroidi par un liquide. Elle vaut toutefois pour tout autre type de capteur.

3.2 TRANSMISSION ET ABSORPTION DANS LES CAPTEURS PLANS

3.2.1 Transmission dans un milieu semi-transparent

La figure 3.2.1 illustre un faisceau de rayonnement passant d'un milieu d'indice de réfraction η_1 à un milieu d'indice de réfraction η_2. La loi de Snell-Descartes relie les angles aux indices de réfraction:

$$\frac{\eta_1}{\eta_2} = \frac{\text{Sin } \theta_2}{\text{Sin } \theta_1} \qquad \text{(éqn 3.2.1)}$$

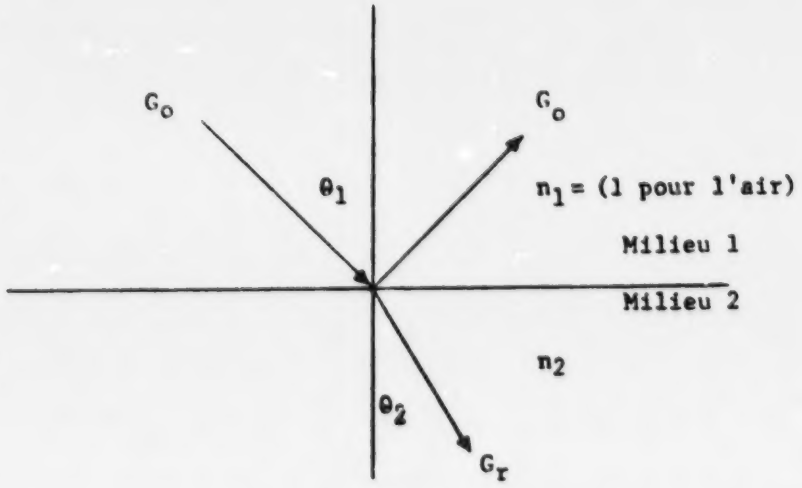


FIGURE 3.2.1

REFLEXION SUR UNE SURFACE

Le facteur de réflexion de la surface est fonction de n_1, n_2 et θ_1; il est donné par la loi de Fresnel:

$$r(o) = \frac{G_r}{G_i} = \left(\frac{n_1 - n_2}{n_1 + n_2}\right)^2 \qquad \text{(éqn 3.2.2)}$$

La relation devient pour $\theta = 0$.

$$r(o) = \left(\frac{n - 1}{n + 1}\right)^2 \qquad \text{(éqn 3.2.3)}$$

lorsque le milieu supérieur a un indice de réfraction $n = 1$ (une bonne approximation pour l'air).

Pour le verre, $n = 1,526$ (moyenne pour le spectre solaire) et

$$r(o) = \left(\frac{0,526}{2,526}\right)^2 = 0,0434$$

Pour un angle d'incidence de 60° par rapport à la normale, l'équation de Fresnel donne

$$r(60) = 0,93$$

Un vitrage comporte deux surfaces réfléchissantes. Pour des angles d'incidence normale, les facteurs de réflexion sont les mêmes et les intensités des faisceaux réfléchis et transmis se répartissent comme à la figure 3.3.2.

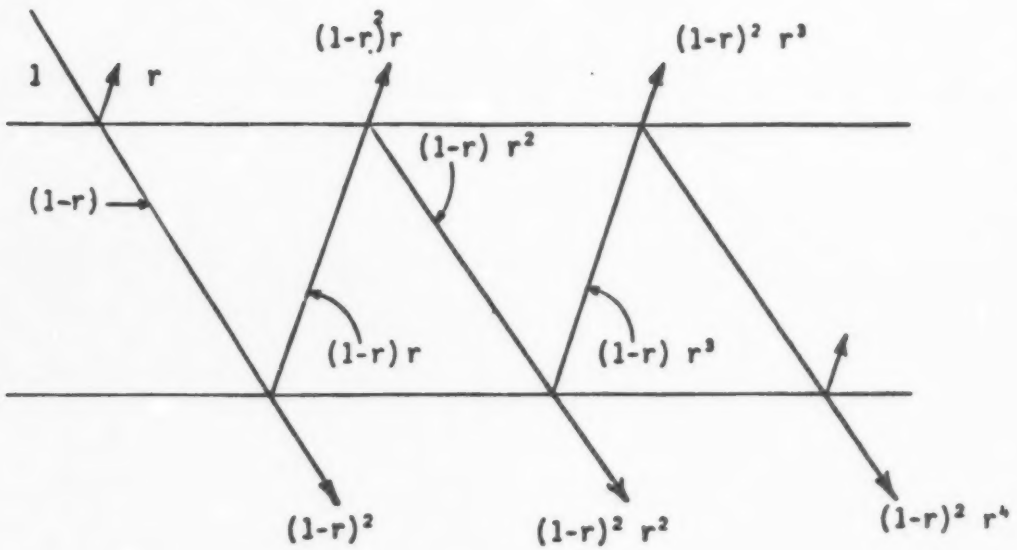


FIGURE 3.2.2

TRANSMISSION DANS UN VITRAGE

NON ABSORBANT

La sommation des termes de transmission donne

$$\tau_r = (1-r)^2 \sum_{j=0}^{\infty} r^{2j} = \frac{1-r}{1+r} \qquad \text{(éqn 3.2.4)}$$

Pour N vitrages, on obtient sous incidence normale

$$\tau_{r,N} = \frac{1-r}{1+(2N-1)\,r} \qquad \text{(éqn 3.2.5)}$$

La figure 3.2.3 illustre la variation du facteur de transmission de vitrages en fonction de l'angle d'incidence.

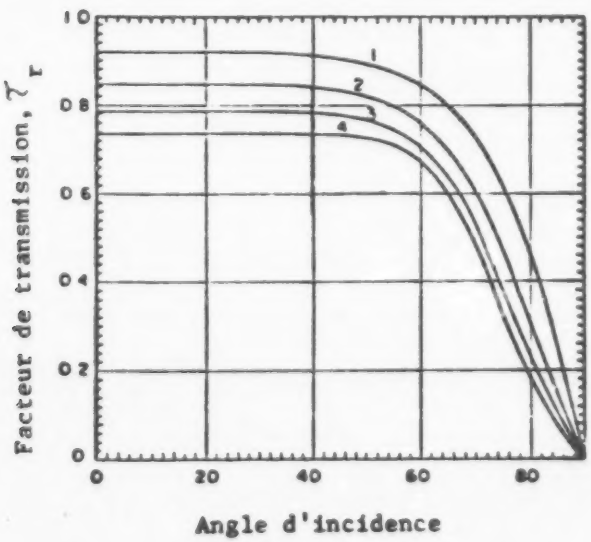


FIGURE 3.2.3

FACTEUR DE TRANSMISSION DE 1,2,3 ET 4

VITRAGES NON ABSORBANTS, D'INDICE DE RÉFRACTION 1,526

La présente analyse fait l'hypothèse que le verre n'absorbe pas le rayonnement. En fait, l'intensité du faisceau décroît de façon exponentielle, et le facteur de transmission ne prenant en compte que l'absorption s'exprime sous la forme

$$\tau_d = e^{-KL} \qquad \text{(éqn 3.2.6)}$$

où L est le chemin parcouru dans le milieu et K, le coefficient d'extinction.

Pour le verre: $0,04 < K < 0,32\ cm^{-1}$.

À titre d'exemple, pour un verre de haute qualité de 0,32 cm (1/8 po) d'épaisseur,

$$\tau_a = e^{0,04 \times 0,32} = 0,987$$

Lorsque $\tau_a \approx 1$, les intensités des faisceaux de la figure 3.3.3 ne sont que légèrement réduites par absorption, si bien que les deux facteurs de transmission peuvent être considérés comme essentiellement indépendants et

$$\tau \cong \tau_d \tau_r \qquad \text{(éqn 3.2.7)}$$

Cette expression constitue une bonne approximation pour les vitrages des capteurs. D'après les valeurs des exemples précédents, un vitrage d'excellente qualité, de 0,32 cm (1/8 po) d'épaisseur, a un facteur de transmission de

$$\tau = \tau_\alpha \tau_r = \tau_\alpha \frac{1-r}{1+r}$$

$$= 0{,}987 \left(\frac{1-0{,}0434}{1+0{,}0434} \right)$$

$$= 0{,}905$$

pour un rayonnement sous incidence normale. Le tableau 3.2.1 donne d'autres exemples.

La figure 3.2.4 présente les facteurs de transmission de plusieurs ensembles de vitrages en fonction de l'angle d'incidence.

3.2.3 Absorption par l'absorbeur

Lorsqu'un faisceau d'intensité G frappe un capteur solaire, il traverse le vitrage et une intensité $G\tau\alpha$ est absorbée. Toutefois, le rayonnement réfléchi par l'absorbeur n'est pas perdu et peut être récupéré par réflexions ultérieures, comme illustré à la figure 3.2.5.

Tableau 3.2.1

COMPARAISON DE VITRAGES

Propriété	Téflon	Tedlar	Mylar	Lexan	Kalwal	PPG herculite	ASG trempé
Facteur de transmission solaire (%)	96	92-94	85	82-89	95,90	85	91
Épaisseur (mm)	0,025	0,101	0,356	3,175	0,635	3,175	3,175
Module d'élasticité (M Pa)	**	17,7	37,4	23,5	74,8	680	680
Dilatation thermique (%/ $^{o}C \times 10^{3}$)	**	4,32	2,70	6,75	3,60	1,55	1,55
Durée de vie (ans)	15 (essai)	5 (5 % de perte)	4	**	Indéf. (à 93 ^{o}C, 10 % de perte)	Indéf.	Indéf.

** Données non disponibles

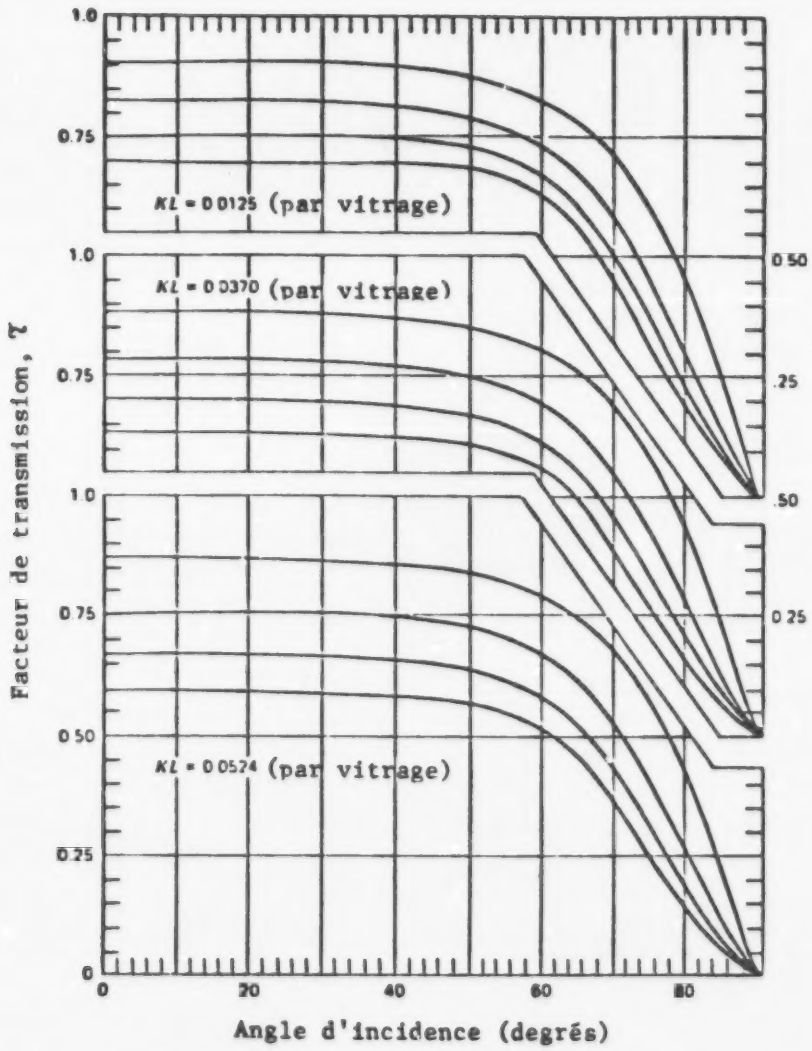


FIGURE 3.2.4

FACTEUR DE TRANSMISSION (TENANT COMPTE DE L'ABSORPTION ET DE LA RÉFLEXION)

DE 1,2,3 ET 4 VITRAGES DE TROIS TYPES DIFFÉRENTS

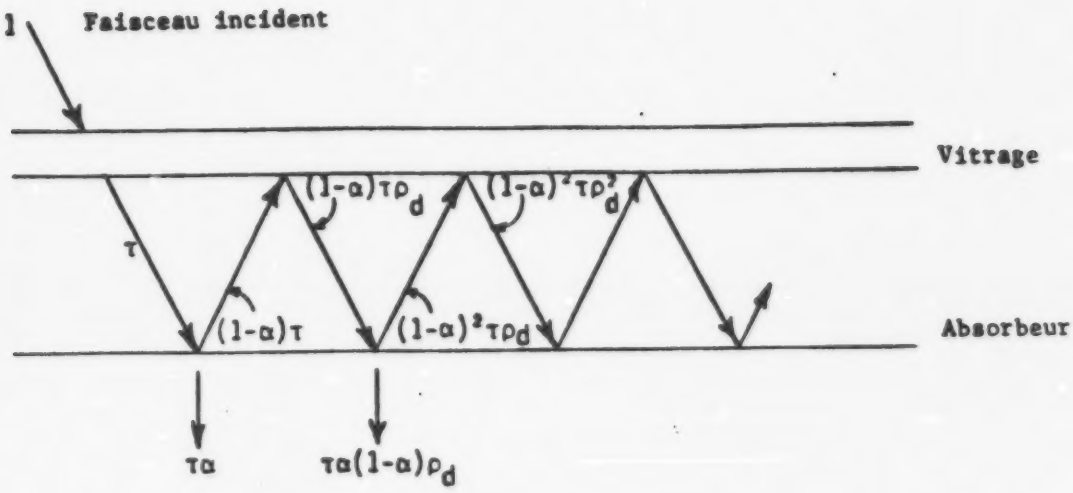


FIGURE 3.2.5

INTERACTION ENTRE LE VITRAGE

ET L'ABSORBEUR

La fraction réelle du faisceau incident qui est absorbée est donnée par la somme des termes d'absorption.

$$(\alpha\tau) = \alpha\tau \sum_{j=0}^{\infty} \left[(1-\alpha)\ \rho_d\right]^j \qquad \text{(éqn 3.2.8)}$$

$$= \frac{\alpha\tau}{1-(1-\alpha)\ \rho_d}$$

où ρ_d est le facteur de réflexion de la surface inférieure des vitrages pour le rayonnement diffus, approximativement égal à $\rho\ (60^\circ)$.

On donne au tableau 3.2.2 le facteur d'absorption de plusieurs revêtements.

TABLEAU 3.2.2

COMPARAISON DE REVÊTEMENTS POUR ABSORBEURS

Revêtement	Facteur d'absorption solaire	Facteur d'émission infrarouge	Rapport des facteurs d'absorption et d'émission
Black Velvet 3M	0,98	0,90	1,1
Noir mat Cat-a-loc	0,97	0,86	1,1
Noir mat Sicon	0,96	0,83	1,2
Noir Parson's	0,98	0,92	1,1
Black Chrome Duramir BK	0,97	0,73	1,3
Noir au nickel sur acier poli	0,92	0,11	8,4
Noir au nickel sur fer galvanisé	0,89	0,12	7,4
Noir au nickel, 2 couches, sur nickel électroplaqué sur acier	0,94	0,07	13,0
CuO sur nickel	0,81	0,17	4,8
Co_3O_4 sur argent	0,90	0,27	3,3
CuO sur aluminium	0,93	0,11	8,5
Noir au Cu sur cuivre	0,89	0,17	5,2
Ébanol C sur cuivre	0,90	0,16	5,6
CuO sur aluminium anodisé	0,85	0,11	7,7
Cristaux de PbS sur aluminium	0,89	0,20	4,5

Exemple 3.1

Trouver $(\alpha\tau)$ de deux vitrages fabriqués du même verre de haute qualité des deux exemples précédents en interaction avec un absorbeur peint d'un revêtement Black Velvet de 3M.

Solution

Pour deux vitrages

$$\tau_{r,2} = \frac{1-r}{1+(2N-1)r}$$

$$= \frac{1-.0434}{1+(4-1).0434}$$

$$=0,846$$

$$\tau = \tau_{r,2}\,\tau_{\alpha}^{2}$$

$$=0,846 \times (.987)^{2}$$

$$=0,825$$

$\alpha = 0,98$ (du tableau 3.2.2)

et $\rho \cong \tau_{\alpha} - \tau$

D'après la figure 3.2.4, pour KL = 0,0128 et un angle d'incidence de 60°, $\tau = 0,73$ pour un vitrage double.

$$\tau_{\alpha} = \varepsilon^{-KL}$$ (éqn 3.2.6)

$$=0,99$$

Par conséquent, $\rho_d = 0,99-0,73 = 0,26$

$$(\alpha\tau) = \frac{\alpha\tau}{1-(1-\alpha)\,\rho_d}$$

$$= \frac{0,98 \times .825}{1-(1-0.98).26}$$ (éqn 3.2.8)

$$=0,813$$

3.3 ÉCHANGE THERMIQUE DANS LES CAPTEURS PLANS

3.3.1 . Introduction

L'énergie utile fournie par un capteur plan est donnée par la formule suivante:

(éqn 3.3.1)

où S = énergie absorbée par unité de surface

$= (\alpha\tau) I_T$

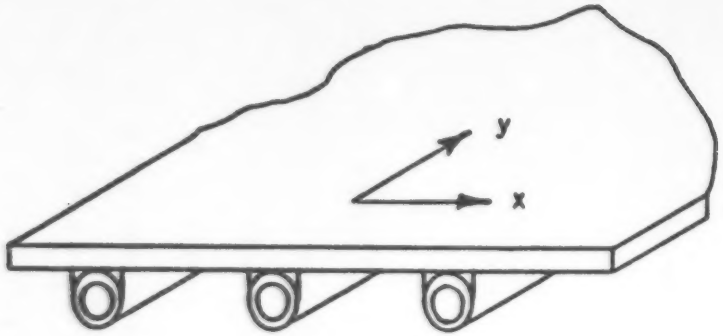
U_L = coefficient de perte thermique totale

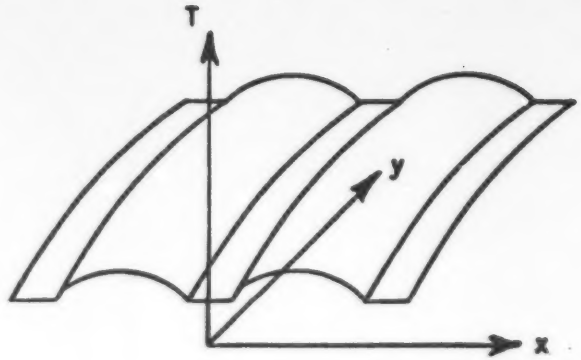
$T_{p,m}$ = température moyenne de l'absorbeur

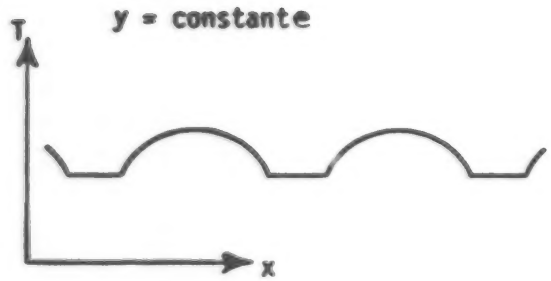
Ta = température ambiante

et A_c = superficie du capteur.

Le principal problème de notre analyse de l'échange thermique dans les capteurs consiste à exprimer l'équation ci-dessus en fonction de la température à l'entrée qui est connue plutôt qu'en fonction de la température moyenne de l'absorbeur qui est inconnue. La figure 3.3.1 montre la distribution de la température sur l'absorbeur. La variation de la température est aussi complexe dans le sens de la longueur que dans le sens de la largeur de l'absorbeur. D'après cette figure, on peut voir







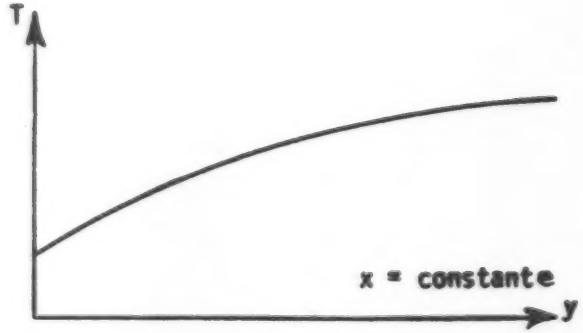


FIGURE 3.3.1

DISTRIBUTION DE LA TEMPÉRATURE SUR L'ABSORBEUR

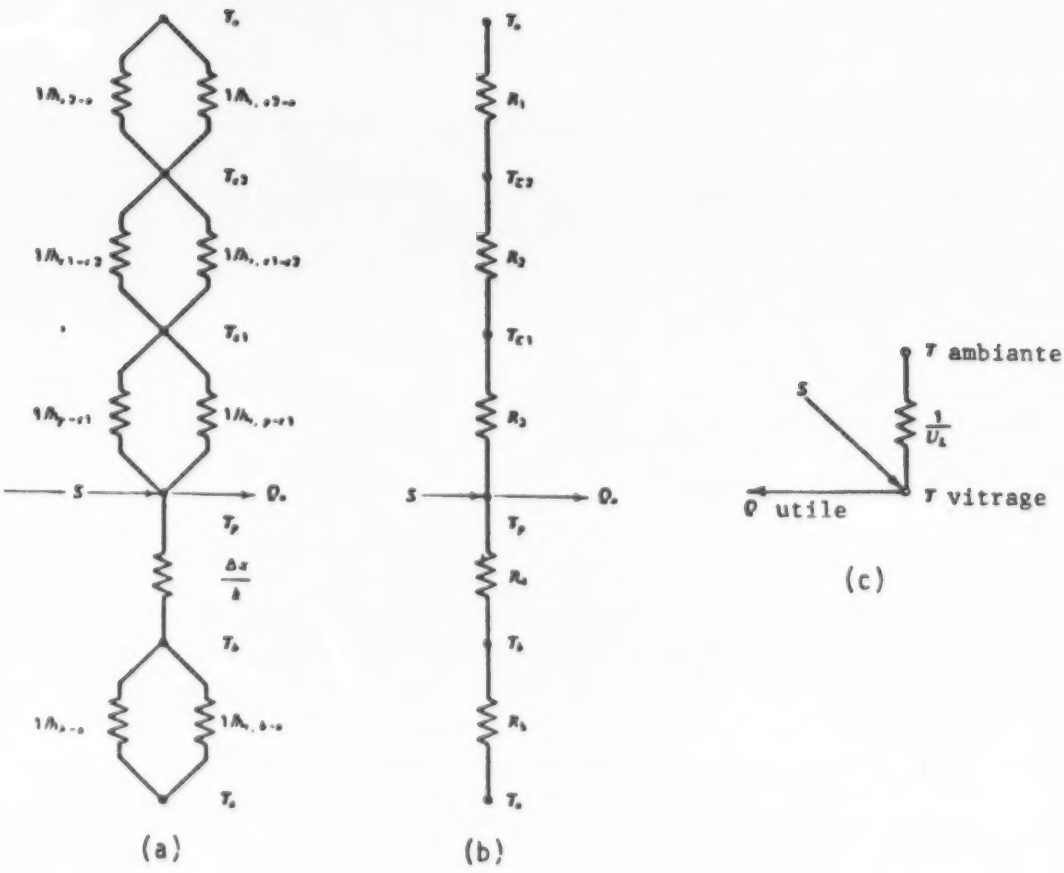


FIGURE 3.3.2

SCHÉMAS DES RÉSISTANCES THERMIQUES D'UN CAPTEUR PLAN

À DEUX VITRAGES

a) résistances à la convection, à la conduction et au rayonnement

b) résistances entre les vitrages

c) coefficient de perte totale

que la température moyenne de l'absorbeur serait très difficile à mesurer ou à prévoir en situation réelle de fonctionnement.

3.3.2 Coefficient de perte thermique du capteur

L'échange thermique par rayonnement entre deux vitrages parallèles est donné par

$$\frac{Q_r}{A} = \frac{\sigma (T_2^4 - T_1^4)}{\frac{1}{\varepsilon_1} + \frac{1}{\varepsilon_2} - 1} \qquad \text{(éqn 3.3.2)}$$

On peut définir le coefficient d'échange thermique par rayonnement suivant

$$h_r = \frac{\sigma(T_2 + T_1)\,(T_2^2 + T_1^2)}{\frac{1}{\varepsilon_1} + \frac{1}{\varepsilon_2} - 1} \qquad \text{(éqn 3.3.3)}$$

si bien que $Q_r = h_r A(T_2 - T_1)$ (éqn 3.3.4)

Pour l'échange par rayonnement avec le ciel, on a

$$Q_r = \varepsilon A \sigma\,(T^4_{ciel} - T^4) \qquad \text{(éqn 3.3.5)}$$

Comme $h_r = \dfrac{\varepsilon\sigma(T_{ciel} + T)\,(T^2_{ciel} + T^2)(T - T_{ciel})}{(T - T_{amb})}$ (éqn 3.3.6)

on peut écrire

$$Q_r = h_r\, A\, (T - T_{amb})$$

Remarquer que ces coefficients d'échange thermique par rayonnement ne sont pas constants. Ils varient avec la température des corps radiants. Naturellement, les coefficients d'échange thermique par convection varient aussi avec la température, mais pas autant que les premiers. Par conséquent, lorsque le rayonnement est un facteur important d'échange thermique, il est peu probable que le flux thermique varie linéairement avec la différence de température, pour une vaste plage de températures.

Les résistances thermiques d'un capteur solaire peuvent être caractérisées comme à la figure 3.2.2a) et simplifiées comme dans les figures 3.3.2b et 3.3.2c).

$$\text{Donc } U_L = U_t + U_b$$

$$\text{où } U_t = \frac{1}{R_1 + R_2 + R_3} \qquad \text{(éqn 3.3.7)}$$

$$\text{et } U_b = \frac{1}{R_4 + R_5}$$

chacune des résistances thermiques comprenant les résistances en parallèle au rayonnement et à la convection selon la formule

$$R = \frac{1}{h_r + h_c}$$

D et B présentent, aux pp. 207-209, une série de graphiques semblables à ceux de la figure 3.3.3, pour les coefficients de perte vers le haut, dans divers cas.

La figure 3.3.4 illustre les flux thermiques et la température du vitrage dans les conditions suivantes:

$T_{absorbeur} = 100\ ^{o}C$

$T_{ambiante} = T_{ciel} = 10\ ^{o}C$

Espacement vitrage-absorbeur = 25 cm

Inclinaison = 45°

$h_{vent} = 10 W/m^2,^{o}C$

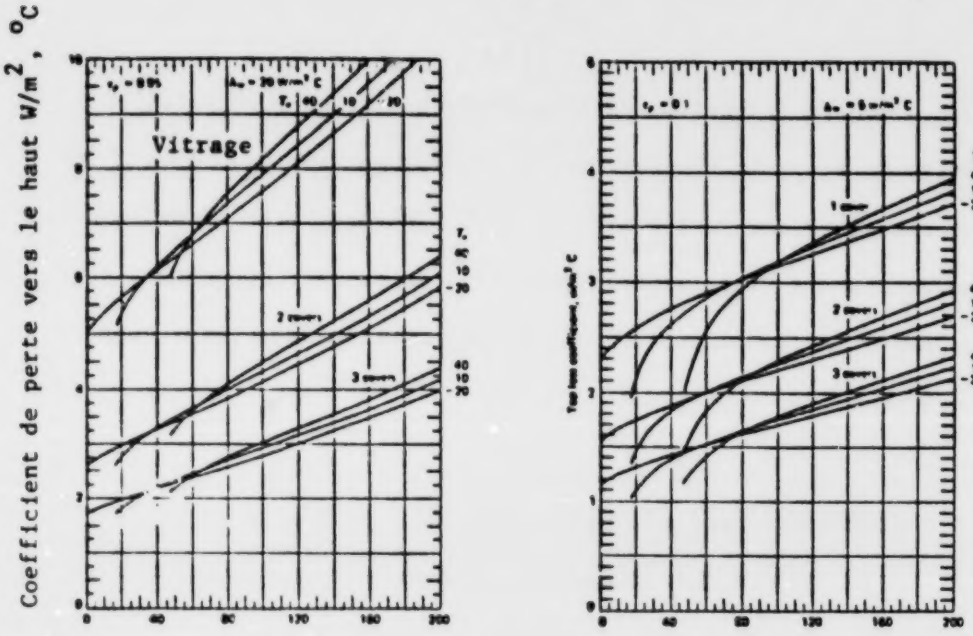


FIGURE 3.3.3

COEFFICIENT DE PERTE VERS LE HAUT

EN FONCTION DE LA TEMPÉRATURE DES VITRAGES

ε = .95 ε = .10

1

i rage(s)

2

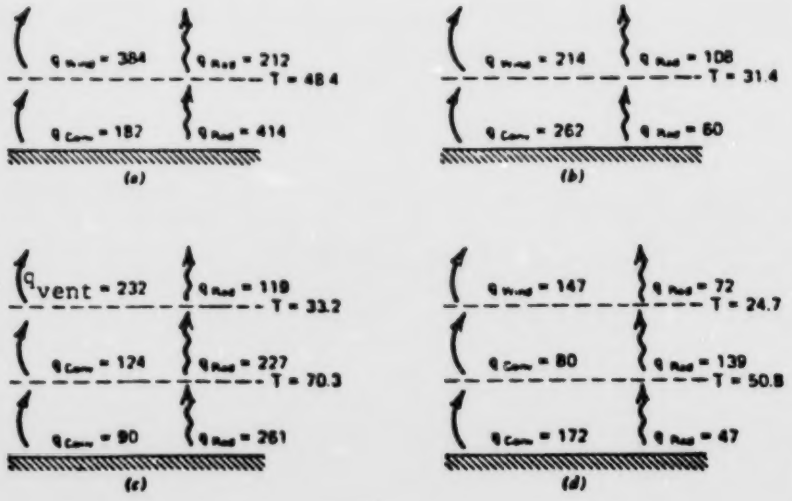


FIGURE 3.3.4

FLUX THERMIQUES TYPES

ET TEMPÉRATURE DES VITRAGES

La figure 3.3.5 montre les effets de l'espacement vitrage-absorbeur, du facteur d'émission et de la température de l'absorbeur sur U_L. Il est intéressant de remarquer que la température de l'absorbeur a un effet important sur U_L, même pour une surface sélective où les pertes par rayonnement sont minimisées. Remarquer aussi que U_L est minimal pour un espacement compris entre 10 et 15 cm.

3.3.3 Distribution de la température sur l'absorbeur d'un capteur à liquide classique

3.3.3.1 Distribution de la température perpendiculairement à l'écoulement

L'absorbeur est un radiateur (ailette) échangeant la chaleur avec les tubes refroidisseurs, et son comportement thermique est comparable à celui de toute autre ailette. Le rendement d'une ailette est défini comme suit:

F = (gain thermique réel)/(gain thermique lorsque toute l'ailette est à la même température de base)

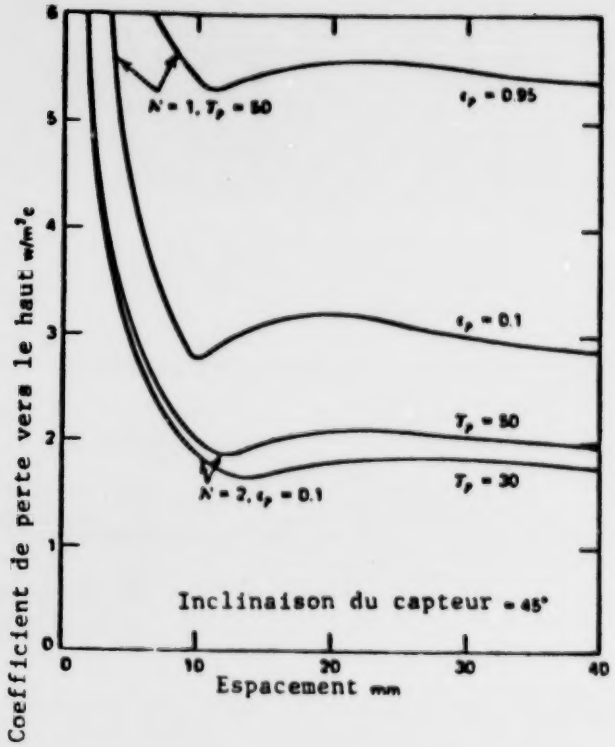


FIGURE 3.3.5

VARIATION DU COEFFICIENT DE PERTE VERS LE HAUT

EN FONCTION DE L'ESPACEMENT VITRAGE-ABSORBEUR

F tend vers 1 lorsque l'ailette est courte ou épaisse, ou lorsque sa conductivité thermique tend vers l'infini.

D'après la notation de la figure 3.3.6, le rendement d'une ailette est donnée par

$$F = \frac{\tanh [m(W-D)/2]}{m(W-D)/2} \qquad \text{(éqn 3.3.8)}$$

où $m = (U_L/k\delta)^{0.5}$

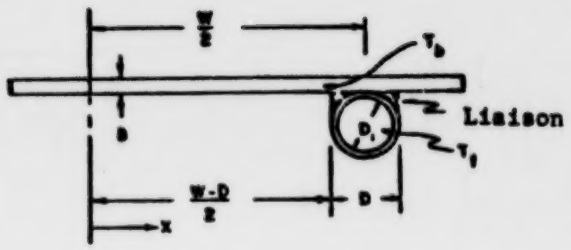


FIGURE 3.3.6

NOMENCLATURE POUR L'ANALYSE DES AILETTES

La figure 3.3.7 montre la variation de F en fonction de m(W-D)/2.

Le rendement du capteur, F', est défini comme le rapport du gain réel d'énergie utile au gain d'énergie lorsque l'absorbeur est à la température du fluide. Le rendement du capteur est donné par

$$F' = \frac{1/U_L}{W\left[\frac{1}{U_L[D+(W-D)F]} + \frac{1}{C_b} + \frac{1}{\pi D_i h_{f,i}}\right]} \quad \text{(éqn 3.3.9)}$$

C_b est un coefficient de liaison entre l'absorbeur et les tubes refroidisseurs (exprimé en $W/^oC$ par mètre de longueur de tube) si bien que $1/C_b$ est la résistance thermique entre l'absorbeur et le tube par unité de longueur de tube; $h_{f,i}$ est le coefficient d'échange thermique par convection à l'intérieur des tubes, si bien que $\frac{1}{\pi D_i h_{f,i}}$ est la résistance thermique entre le tube et le fluide par unité de longueur de tube. L'expression $D+(W-D)F$ est le pas des tubes, avec correction tenant compte du rendement des ailettes, F, du fait qu'il existe des résistances thermiques entre certaines parties de l'absorbeur et les points de liaison des tubes. Donc $\frac{1}{U_L[D+(W-D)F]}$ est la résistance thermique entre l'environnement et les points

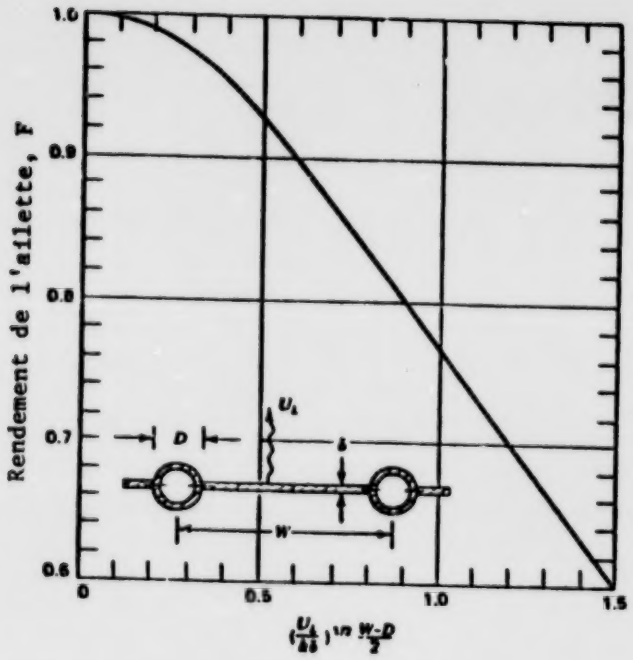


FIGURE 3.3.7

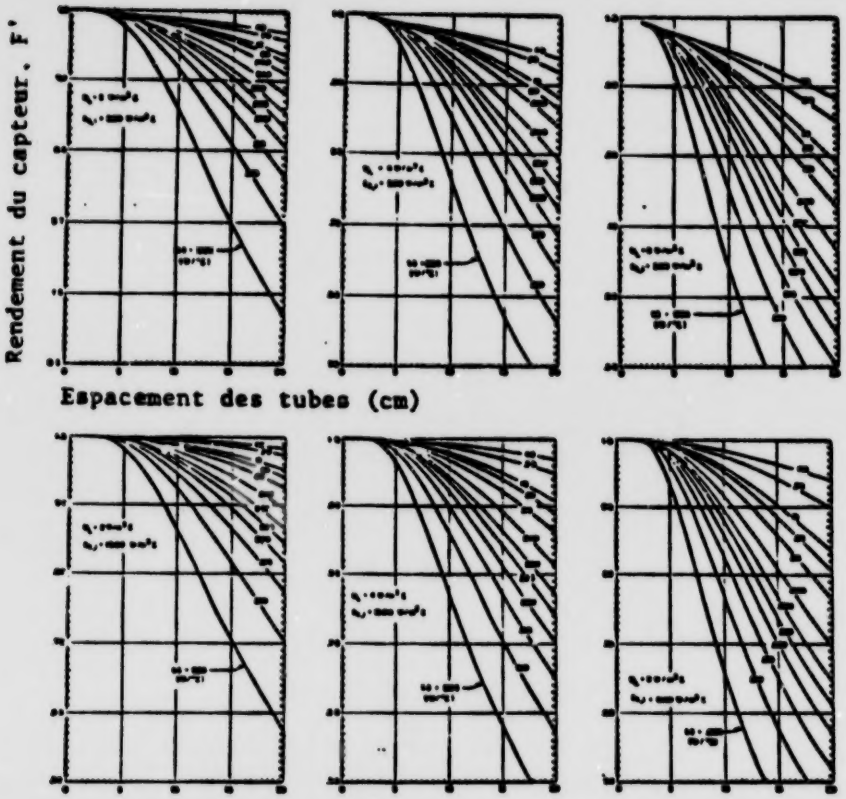
VARIATION DU RENDEMENT

D'UNE AILETTE EN FONCTION DE

M(W-D)/2

de liaison des tubes (par unité de longueur de tube). Par conséquent F' = R_L.Ro où R_L est la résistance thermique entre l'absorbeur et l'environnement, et Ro, la résistance thermique entre le tube et l'environnement.

La figure 3.3.8 montre la variation de F' en fonction de l'espacement des tubes, de U_L, de $h_{f,i}$ et de kδ pour des tubes de 20 mm de diamètre. Duffie et Beckman présentent des données analogues pour des tubes de 10 mm à la figure 6.5.4, pp. 219-221 de leur libre.



Rendement F' d'un capteur en fonction de l'espacement de tubes de 2 cm de diamètre dans différentes conditions.

FIGURE 3.3.8

3.3.3.2 Distribution de la température parallèlement à l'écoulement

La performance thermique d'un capteur solaire est réduite non seulement parce que la température de l'absorbeur augmente entre les tubes refroidisseurs, mais aussi parce que la température du fluide et, par conséquent, celle de l'absorbeur, augmentent de l'entrée à la sortie des tubes. Au fur et à mesure que la température du fluide augmente, le rendement local et, par conséquent, le gradient de température diminuent, entraînant un profil thermique semblable à celui de la figure 3.3.9.

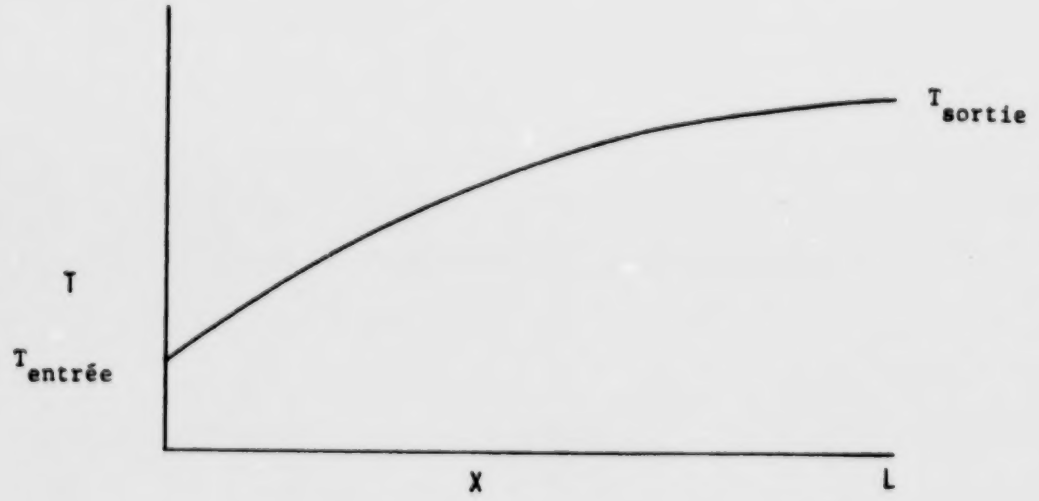


FIGURE 3.3.9

TEMPÉRATURE DU FLUIDE EN FONCTION

DE LA POSITION LE LONG DU TUBE

Pour tenir compte de cette baisse de rendement, nous introduisons le facteur d'écoulement

F" = (gain d'énergie)/(gain d'énergie lorsque la température du fluide est partout égale à la température à l'entrée).

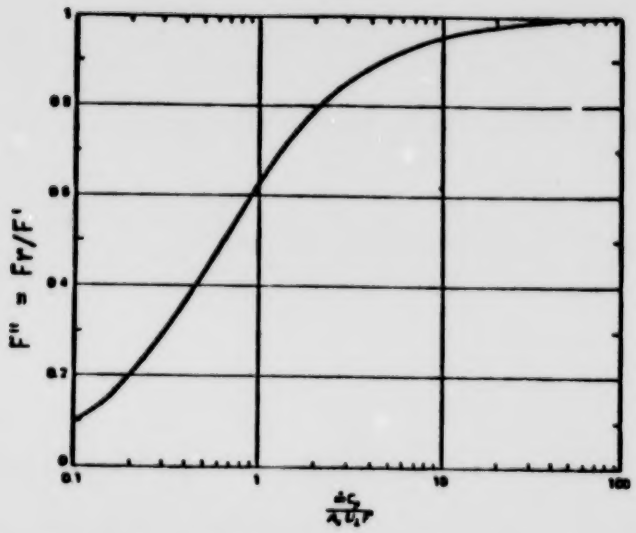
Il est évident que si le taux de variation de la capacité thermique du fluide, $\dot{m}C_p$, était très important, F" tendrait vers 1.

On peut montrer (voir D et B, section 6.7) que

$$F'' = \frac{1}{B}\left(1 - e^{-z}\right) \qquad \text{(éqn 3.3.10)}$$

où $B = \dfrac{A_c F' U_L}{\dot{m} C_p}$

La figure 3.3.10 montre la variation de F" en fonction de $\frac{1}{B}$.



Facteur d'écoulement F" d'un capteur en fonction de $\dot{m}C_p/A_cU_LF'$

FIGURE 3.3.10

La combinaison des deux principes précédents permet d'introduire la notion de facteur d'extraction thermique d'un capteur

$$F_R = F'F" \qquad \text{(éqn 3.3.11)}$$

C'est le rapport du gain d'énergie utile réel au gain d'énergie utile lorsque tout l'absorbeur est à la température d'entrée du fluide. La combinaison des équations 3.3.10 et 3.3.11 donne

$$F_R = \frac{m\ C_P}{A_c U_L}\left(1 - e^{-A_c U_L F'/m\ C_P}\right) \qquad \text{(éqn 3.3.12)}$$

En introduisant F_R dans l'équation 3.3.1, on obtient

$$Qu = A_C F_R \left[S - U_L (T_{f,i} - Ta)\right] \qquad \text{(éqn 3.3.13)}$$

où $S = G_T (\alpha\tau)$

Toutefois, il faut encore corriger cette équation puisque, lorsque $(\alpha\tau)$ a été évalué, l'effet du rayonnement absorbé par les vitrages sur leur température n'a pas été pris en compte. Cette légère augmentation de la température diminue les pertes de l'absorbeur. On peut en tenir compte en introduisant le produit effectif des facteurs de transmission et d'absorption

$$(\alpha\tau)_e = (\alpha\tau) + (1 - \tau_{a,1})\, a_1$$

$$+ (1 - \tau_{a,2})\, a_2 \tau_1 + (1 - \tau_{a,3})\, a_3 \tau_2 + \ldots\ldots \qquad \text{(éqn 3.3.13)}$$

où a_i est le rapport du coefficient de perte vers le haut au coefficient de perte du $i^{ème}$ vitrage par rapport à l'atmosphère. Par exemple, pour un vitrage unique en verre à faible teneur en fer au-dessus d'une surface peinte en noir,

$$(\alpha\tau)_e = (\alpha\tau) + (1 - \tau_a)\, a_1$$

$$= (.98 \times .906) + (1 - .988)\ .427$$

$$= .888 + .005$$

$$= .893$$

Dans ce cas, la correction est du même ordre de grandeur que les tolérances signalées dans les spécifications. Cette correction devient importante seulement pour les capteurs à double vitrage fortement absorbant.

L'équation 3.3.13 s'écrit maintenant

$$Q_u - A_C F_R G_G \quad (\alpha\tau)_e - A_C F_R U_L \, (T_{f,i} - T_a)$$

(éqn 3.3.14)

3.3.4 Autres géométries de capteur

L'analyse de la section 3.3.3 vaut pour un capteur plan à liquide de conception classique. Une approche analogue peut être suivie pour bien d'autres géométries. Il est habituellement possible d'exprimer les résultats sous une forme analogue, les expressions de F' et F_r étant légèrement différentes. D et B présentent les résultats de telles analyses à la section 6.12, p. 236.

La géométrie avec serpentin est utilisée dans l'un des capteurs à liquide du PAUES. D et B, dans l'exemple 6.12.1, présentent une analyse de F_r pour un capteur à serpentin. Un capteur à tubes parallèles de mêmes dimensions, matériaux et débit massique, aurait environ la même valeur de F_r, mais la perte de charge pour maintenir ce débit serait considérablement moindre.

En général, les capteurs à air ont des valeurs de F_r inférieures à celles des capteurs à liquide, parce que la chaleur spécifique, le débit massique et le coefficient d'échange thermique de l'air sont inférieurs. Toutefois, un capteur à air utilisant un absorbeur poreux peut avoir un F_r très proche de 1. D et B présentent à la figure 6.12.i, p. 239, un tel capteur. Un des capteurs à air du PAUES utilise cette géométrie.

3.4 PERFORMANCE THERMIQUE DES CAPTEURS PLANS

La norme ASHRAE 93-77 prescrit la méthode normalisée d'évaluation de la performance thermique des capteurs plans. (Remarquer que cette norme est actuellement en révision et qu'une nouvelle version sera publiée en 1983). Cette méthode normalisée est fondée sur l'analyse de l'échange thermique de la section 3.3.

Le rendement d'un capteur plan est défini par

$$\eta = Q_u A_c G_t \qquad \text{(éqn 3.4.1)}$$

En substituant Q par son expression dans l'équation 3.3.14, on obtient

$$\eta = F_R (\alpha\tau)_e - F_R U_L \frac{T_{f,i} - T_a}{G_t}$$

$F_R(\alpha\tau)_e$ et $F_R U_L$ sont des propriétés du capteur qui varient légèrement avec la température. L'expression $(T_{f,i} - T_a)/G_t$ dépend seulement des conditions extérieures au capteur. Par conséquent, pour tout capteur, le rendement peut être représenté par une équation de la forme $\eta = a + bx$ d'ordonnée à l'origine $a = F_R(\alpha\tau)_e$ et de pente $b = F_R U_L$. L'abscisse $(T_{f,i} - T_a)G_t$ regroupe toutes les variables extérieures en une seule.

À la figure 3.4.1, on présente une courbe type de rendement selon la norme ASHRAE 93-77; la courbe a été établie par un lissage linéaire de quatre ensembles de quatre points expérimentaux, mesurés sur une grande plage de valeurs de $(T_{f,i} - T_a)/G_t$. Il est important de remarquer que la courbe de rendement vaut pour une grande surface, si bien que les pertes dues au rayonnement frappant le cadre du capteur au lieu du vitrage diminue le rendement apparent. Les essais ASHRAE 93-77 de performance thermique sont effectués avec un rayonnement sous incidence normale, si bien qu'il faut aussi mesurer "la correction pour l'angle d'incidence", afin de pouvoir tenir compte des pertes par réflexion supérieures aux angles s'écartant de la normale. La figure 3.4.2 montre une courbe typique de cette correction.

La correction pour l'angle d'incidence est définie comme suit:

$$K_{\alpha\tau} = (\alpha\tau) / (\alpha\tau)$$

de sorte que la quantité d'énergie utile récupérée devient:

$$Qu = A_C F_R \left[G_T K_{\alpha\tau}(\alpha\tau)_n - U_L(T_i - T_a)\right]$$

La variation de $K_{\alpha\tau}$ en fonction de l'angle d'incidence, θ, peut être exprimée sous la forme approchée

$$K_{\alpha\tau} = 1 + b_o\ (1/\text{Cos}\ \theta - 1)$$

où b_o est une constan e, appelée coefficient de correction pour l'angle d'incidence, qui peut être déterminée expérimentalement pour chaque capteur.

L'Association des industries solaires du Canada publie des descriptions de tous les capteurs solaires admissibles au PAUES. À la dernière page de chaque description sont produits les résultats d'un essai ASHRAE 93-77 du capteur. Ils ne sont valables que pour le même fluide caloporteur et le même débit. UNIES Ltd. a préparé un ensemble de graphiques pour l'Administration des programmes solaires qui sera publié bientôt et qui fournira des facteurs de correction pour une gamme de fluides courants et de débits.

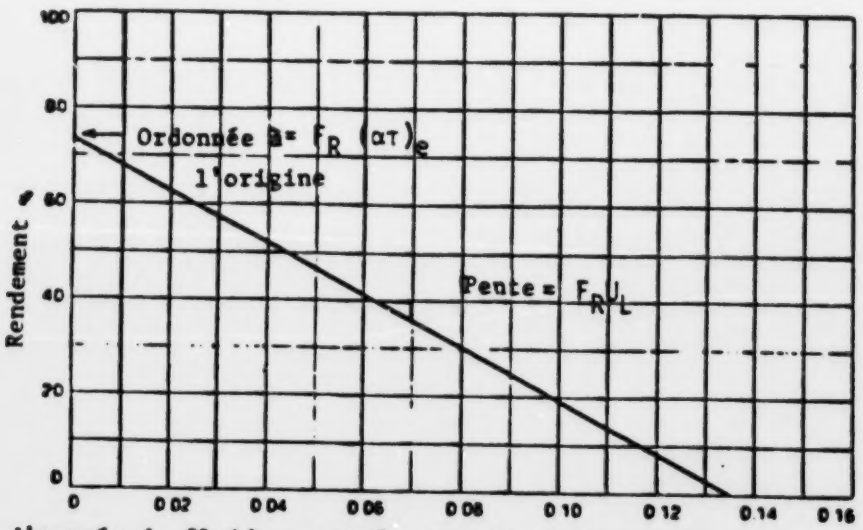


FIGURE 3.4.1

COURBE DE RENDEMENT D'UN CAPTEUR

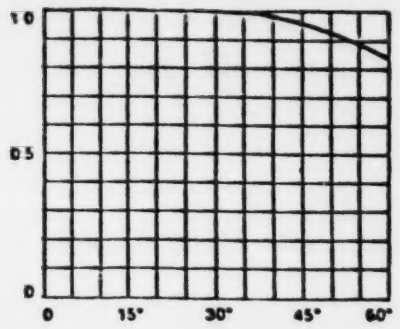


FIGURE 3.4.2

CORRECTION POUR L'ANGLE D'INCIDENCE

Exemple

Un capteur solaire est muni d'un absorbeur de cuivre de 0,5 mm d'épaisseur, revêtu du Black Velvet 3M. Il est recouvert d'un double vitrage en verre extra-blanc (faible teneur en fer). Les tubes refroidisseurs ont 2 cm de diamètre et sont espacés de 15 cm. Le capteur est incliné à 45°. Le coefficient d'échange thermique dû au vent est de 10 $W/m^2\ ^oC$. La température ambiante est de 10 ^oC; la température d'entrée du fluide est de 40 ^oC; le caloporteur est de l'eau circulant à raison de 3,5 L/min. Le coefficient d'échange thermique à l'intérieur des tubes est de 1 500 $W/m^2\ ^oC$ et la superficie du capteur est de 1,7 m^2. Le coefficient de perte arrière est de 1 $W/m^2\ ^oC$. Trouver les valeurs prévues de $F_R(\alpha\tau)$ et $F_R U_L$.

Solution

D'après les exemples précédents, pour cet ensemble absorbeur-vitrage, $(\alpha\tau) = 0,82$.

Pour le cuivre, $K = 386$ W/m.°C $\therefore K\delta = 386 \times 0,0005 = 0.193$ W/°C.

D'après la figure 6.4.4(b) de la page 207 de D et B, $U_{haut} = 3 W/m^2.°C$.

Par conséquent $U_L = U_{haut} + U_{arrière}$

$= 3 + 1$

$= 4.0 W/m^2.°C$

$$et \left(\frac{U_L}{K\delta}\right)^{\frac{1}{2}} \frac{W-D}{2} = \left(\frac{4}{0.193}\right)^{\frac{1}{2}} \times \frac{0.13}{2}$$

$= 0.2959$

D'après la figure 3,3,7, $F = 0,9718$

$$F' = \frac{1/U_L}{W\left[\frac{1}{U_L(D+(W-D)F} + \frac{1}{C_b} + \frac{1}{\pi D_i h_{f,i}}\right]}$$

$$= \frac{1/4}{0,15\left[\frac{1}{4\ (0.02 + 0.13 \times 0.9718)} + 0 + \frac{1}{\pi \times 0.02 \times 1500}\right]}$$

$$= \frac{0,25}{0.15\ \ 1.7084 + 0.0106}$$

$= 0.9695$

$$\therefore (\dot{m}\ C_p/U_L F^1 A_C) = \frac{3500/60 \times 4.184}{4.0 \times 0.9695 \times 1.7}$$

$= 37.02$

D'après la figure 3.3.9. $F'' = 0.9866$

$\therefore F_R = F'F'' = 0.9695 \times 0.9866$

$= 0.957$

$\therefore F_R(\alpha\tau) = 0.957 \times 0.83$

$= 0.79$

et $F_R U_L = 0.957 \times 4.0$

$= 3.9 \text{ W/m}^2.^\circ\text{C}$

Problème

Soit un capteur solaire avec absorbeur fait d'une tôle d'acier de 1 mm d'épaisseur. La surface absorbante est du noir au nickel. L'espacement des tubes est de 15 cm et leur diamètre, 2 cm. Le capteur a un seul vitrage fait de mylar d'une épaisseur de 0.014 po. Le débit massique de l'eau est de 2 L/min et le coefficient d'échange thermique à l'intérieur des tubes est de 300 $\text{W/m}^2.^\circ\text{C}$. La superficie du capteur est de 1.7 m^2. Trouver $F_R(\alpha\tau)$ et $F_R U_L$.

3.5 PERFORMANCE D'UN GROUPE DE CAPTEURS

L'analyse ci-dessus s'applique aux capteurs individuels. Lorsque les capteurs sont reliés en parallèle, le caloporteur entre dans les capteurs à la même température, si bien que la même analyse est valable. Lorsque les capteurs sont reliés en série, la température du caloporteur

augmente à travers chaque capteur, et l'analyse ne s'applique plus. Par conséquent, les résultats obtenus ci-dessus doivent être modifiés.

Un des fabricants de capteurs reconnu dans le PAUES, Nortec Solar Industries Inc., fournit dans sa publicité un graphique qui permet de corriger la performance de capteurs lorsqu'ils sont montés en série. Lorsque cette information n'est pas disponible, il est possible de corriger la performance de capteurs en supposant que deux capteurs en série ont la même performance qu'un seul capteur avec un débit de moitié. On traitera, dans la partie 2 du présent cours, de méthodes permettant d'effectuer cette correction.

TABLE DES MATIÈRES

Chapitre			Page
4	SYSTÈMES À LIQUIDE		4-1
	4.1	TYPES DE SYSTÈMES	4-1
	4.2	FACTEURS DE CONCEPTION GÉNÉRAUX	4-16
	4.2.1	Extraction de la chaleur stockée en fonction de l'utilisation	4-16
	4.2.2	Protection contre les températures élevées	4-16
	4.2.3	Stratification thermique	4-17
	4.2.4	Dimensions du système	4-19
	4.2.5	Disposition et orientation des capteurs	4-20
	4.2.6	Montage sur le toit	4-20
	4.2.7	Dimensionnement de la tuyauterie	4-21
	4.2.8	Disposition de la tuyauterie	4-22
	4.2.9	Dilatation thermique	4-25
	4.2.10	Corrosion galvanique	4-25
	4.2.11	Accessoires de plomberie	4-26

LISTE DES FIGURES

Figure		Page
4.1.1	CHAUFFE-EAU SOLAIRE À CHAUFFAGE DIRECT DE TYPE À THERMOSIPHON	4-2
4.1.2	CHAUFFE-EAU SOLAIRE À CHAUFFAGE DIRECT DE TYPE À CIRCULATION PAR POMPE	4-5
4.1.3	CHAUFFE-EAU SOLAIRE À VIDANGE TEMPORAIRE PAR GRAVITÉ	4-8
4.1.4	CHAUFFE-EAU SOLAIRE À CHAUFFAGE DIRECT DE TYPE À CIRCULATION PAR POMPE AVEC VIDANGE AUTOMATIQUE	4-9
4.1.5	SYSTÈME À DEUX FLUIDES	4-13
4.2.1	EMPLACEMENT DES CAPTEURS DANS UN SYSTÈME TYPE DE CHAUFFAGE À LIQUIDE	4-18
4.2.2	DISPOSITION DE LA TUYAUTERIE POUR ÉQUILIBRER LES DÉBITS DANS LES CAPTEURS D'UN PANNEAU SOLAIRE	4-24
4.2.3	POINTS UTILES DE MONITORAGE DANS UN SYSTÈME D'ÉNERGIE SOLAIRE À LIQUIDE	4-27

CHAPITRE 4

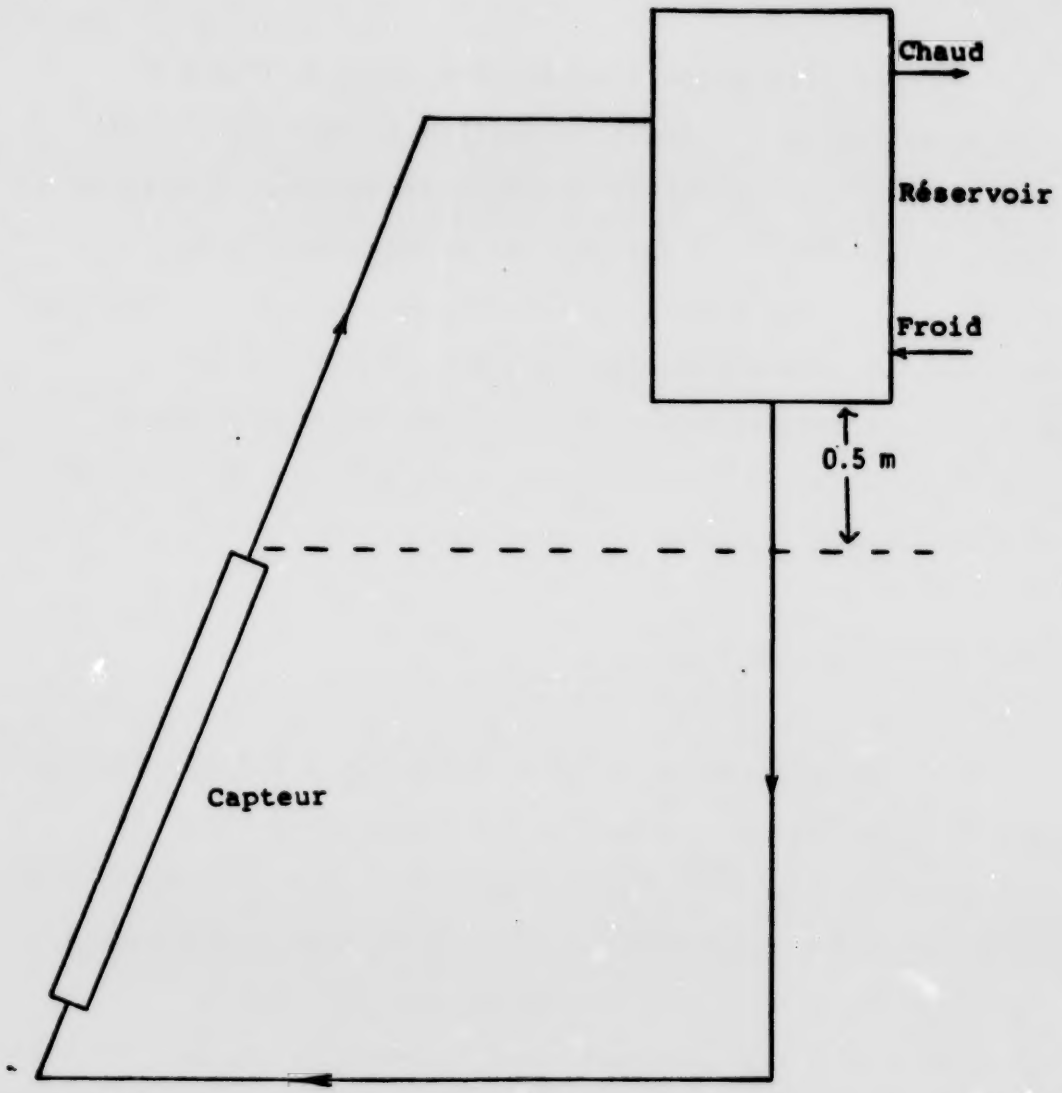
SYSTÈMES À LIQUIDE

La conception d'un système solaire dépend de l'utilisation de l'énergie recueillie et des conditions physiques et environnementales dans lesquelles le système fonctionne.' Les utilisations les plus courantes de l'énergie solaire sont le chauffage des locaux, le chauffage de l'eau et le chauffage des piscines. Les systèmes solaires de réfrigération cyclique par absorption sont disponibles dans le commerce, mais ne sont pas étudiés ici du fait de leur rendement médiocre.

4.1 TYPES DE SYSTÈMES

L'utilisation la plus simple de l'énergie solaire est le chauffage direct passif de l'eau. Ces types de systèmes vont des réservoirs d'eau extérieurs en métal, avec ou sans vitrage pour réduire les pertes thermiques, que l'on trouve partout sous les tropiques, aux systèmes à thermosiphon. Ces systèmes sont vulnérables au gel, si bien que leur utilisation au Canada est limitée à la période estivale.

Le principe du thermosiphon (figure 4.1.1) peut être exploité dans un système sous pression ou dans un système ouvert. Le rayonnement solaire chauffe l'eau d'un



Chauffe-eau solaire à chauffage direct de type à thermosiphon

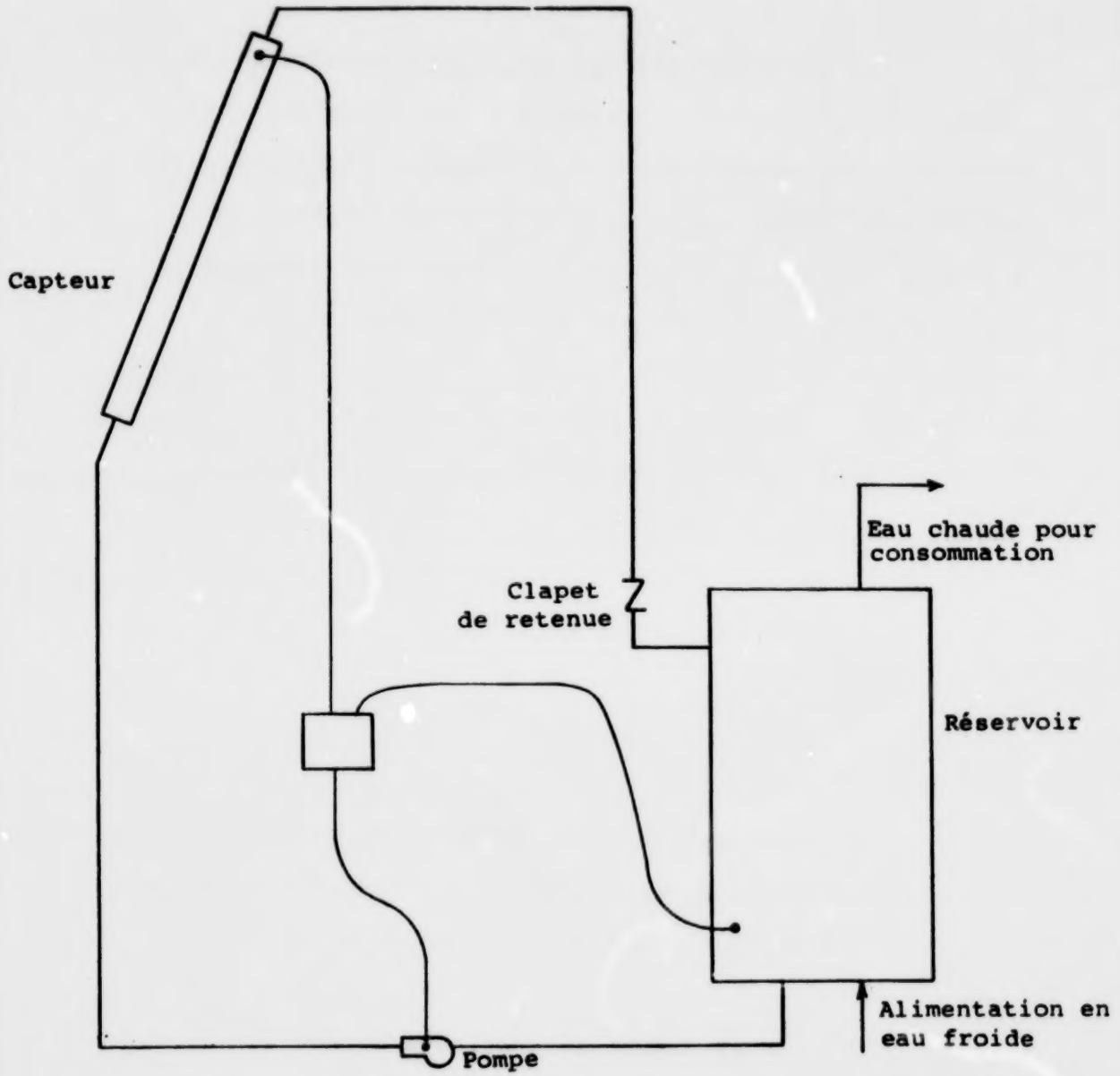
Figure 4.1.1

capteur qui monte par convection jusqu'au sommet d'un réservoir entièrement situé au-dessus du capteur. L'eau froide du fond du réservoir est acheminée vers le bas du capteur. Le fond du réservoir doit se trouver à au moins 0,5 m au-dessus du sommet du capteur. Cette différence de hauteur et une longueur aussi courte que possible de conduites bien isolées favorisent la convection et limitent l'élévation de température dans le capteur, améliorant ainsi son efficacité. Si le capteur n'est pas placé immédiatement sous le réservoir et que sa température devient inférieure à celle du réservoir, le courant de convection s'inverse, causant des pertes importantes d'énergie.

Ce système assure une très bonne stratification thermique dans le réservoir, si bien que le capteur est alimenté seulement en eau la plus fraîche du réservoir, l'eau la plus chaude étant disponible pour la consommation. Au fur et à mesure que le rayonnement solaire s'intensifie, la vitesse de circulation augmente. Des essais comparatifs ASHRAE montrent que les systèmes à thermosiphon sont plus efficaces que les systèmes à circulation forcée, en grande partie du fait que ces derniers comportent des zones mortes et des imprécisions dans le réglage des commandes.

La principale difficulté avec les chauffe-eau à thermosiphon est la position relative du réservoir et des capteurs qui est critique. La solution la plus simple consiste à installer une pompe de circulation (figure 4.1.2). Les commandes de la pompe peuvent se limiter à de simples capteurs thermiques placés dans les capteurs solaires, mais pour obtenir un fonctionnement plus efficace, il serait bon d'utiliser un comparateur de température avec capteurs dans le réservoir et dans les capteurs solaires. Si les capteurs solaires sont placés au-dessus du réservoir, il faut placer un clapet de retenue pour éviter les pertes thermiques provoquées par l'inversion de la circulation, du réservoir vers les capteurs, lorsque la pompe est arrêtée.

Les systèmes ci-dessus sont des <u>systèmes à chauffage direct</u>: l'eau est chauffée directement dans les capteurs. Les systèmes directs tels que ceux-là nécessitent une certaine forme de protection contre le gel au Canada. La vidange temporaire et la vidange permanente peuvent assurer ce type de protection par vidange automatique de toute l'eau des composants du système exposés à l'extérieur lorsque la température approche le point de congélation ou lorsque le système ne fonctionne pas. Un système doit être fiable pour un fonctionnement à long terme.



Chauffe-eau solaire à chauffage direct de type à circulation par pompe

FIGURE 4.1.2

Un <u>système à vidange temporaire</u> (figure 4.1.3) comporte habituellement un réservoir qui n'est pas sous pression. Les canalisations sont mises à l'atmosphère et inclinées de façon que le caloporteur descend dans le réservoir lorsque la pompe ne fonctionne pas. Lorsque la pompe démarre, le système se remplit de nouveau de caloporteur.

Voici les avantages des systèmes à vidange temporaire:

1) protection contre le gel

2) commandes simples

3) utilisation possible de l'eau comme caloporteur. L'eau est bon marché et ne se dégrade pas avec l'utilisation

4) bon rendement en chauffage direct

5) système mécaniquement plus simple et, par conséquent, meilleur marché que d'autres systèmes protégés contre le gel

6) conservation, par la vidange du caloporteur dans le réservoir, d'énergie solaire autrement perdue dans l'atmosphère, lorsque le système est à l'arrêt.

Voici les inconvénients de ce système:

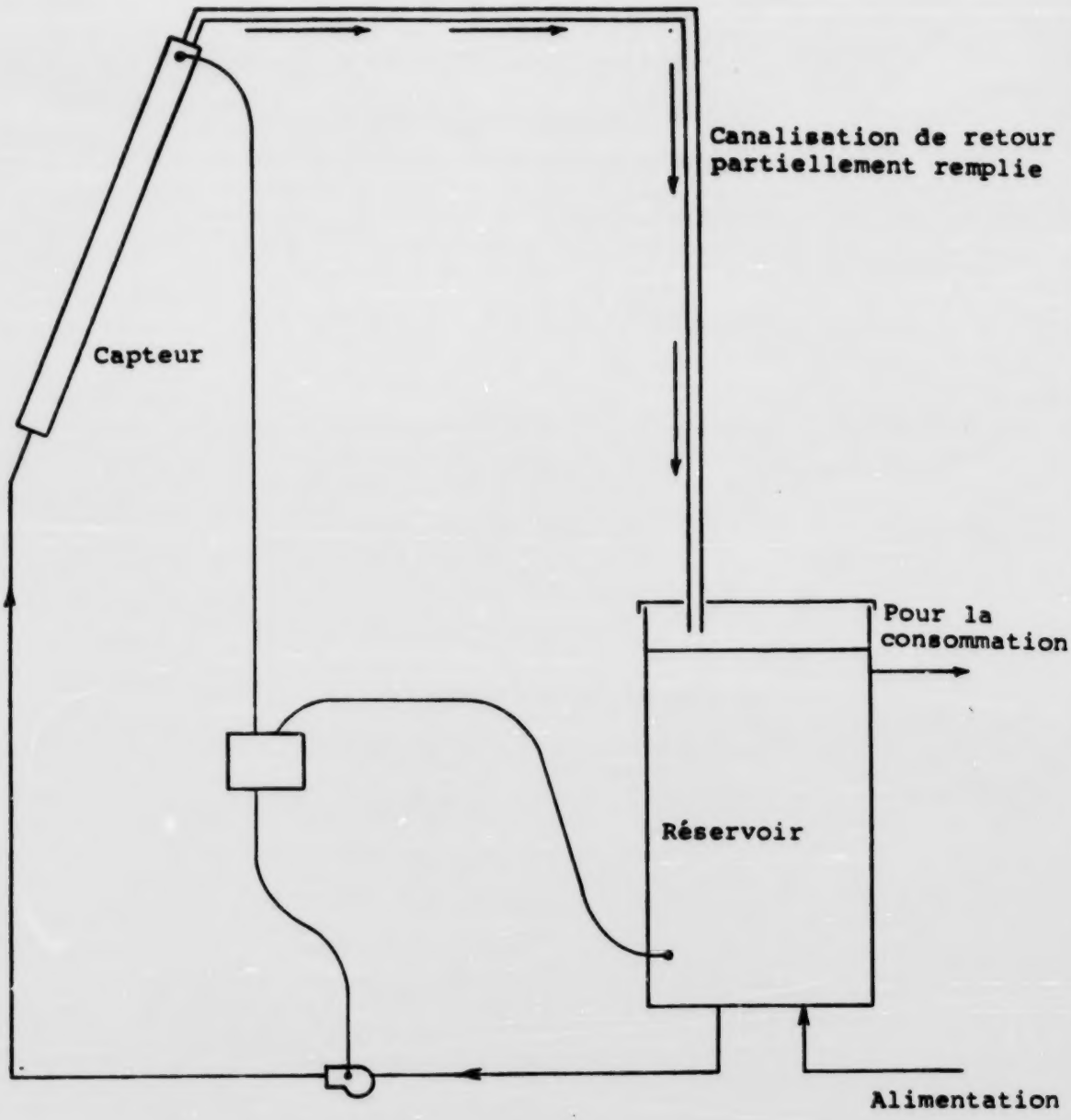
1) augmentation de la corrosion par exposition fréquente à l'air des surfaces humides de la tuyauterie et des capteurs.

2) pente des composants et conduites qui doit être étudiée pour assurer la vidange complète des composants exposés au gel.

3) exigences de pompage tributaires de la pression au point le plus élevé du système.

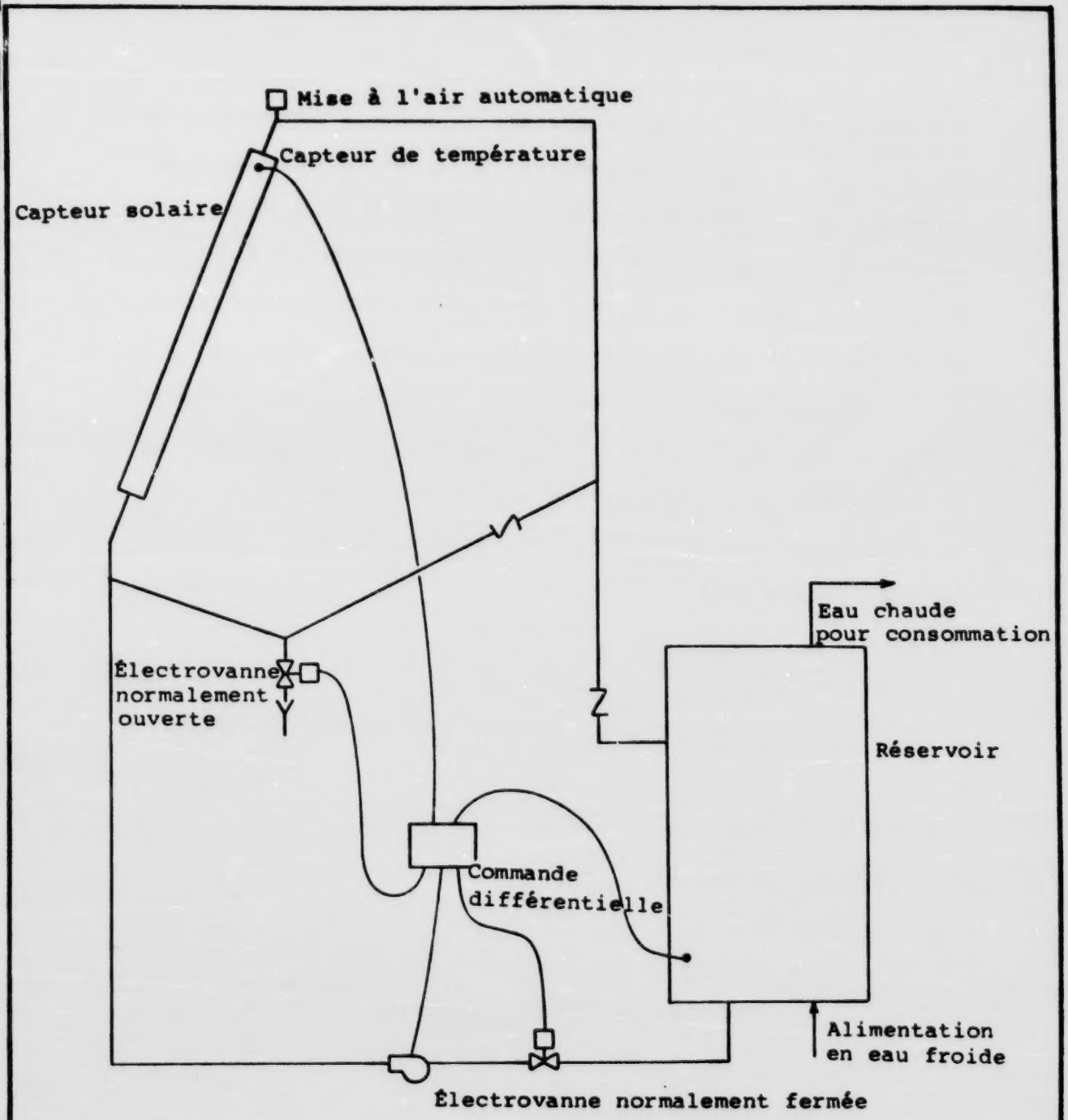
4) nécessité d'intégrer un système de mise sous pression au chauffe-eau domestique ou tout autre système sous pression si le réservoir thermique temporaire n'est pas sous pression.

Un <u>système à vidange permanente</u> (figure 4.1.4) s'affranchit de certains des inconvénients précédents par fonctionnement en boucle fermée, sous pression, munie de



Chauffe-eau solaire
à vidange temporaire par gravité

Figure 4.1.3



Chauffe-eau solaire à chauffage direct de type à circulation par pompe, avec vidange automatique

FIGURE 4.1.4

commandes pour vidanger le système lorsque la différence de température entre les capteurs solaires et le réservoir de stockage est inférieure à une valeur donnée ou que la température extérieure atteint une valeur donnée. Des soupapes de sûreté et des électrovannes permettent d'isoler le réservoir de stockage thermique sous pression de la boucle solaire puis de vidanger cette dernière vers l'égout lorsque les conditions de vidange sont satisfaites. Une fois que ces conditions ne prévalent plus, les vannes reviennent automatiquement à leur état antérieur, permettant le remplissage en eau du système et le fonctionnement de la pompe.

Voici les avantages de ce système de vidange:

1) Système solaire à chauffage direct avec protection contre le gel.

2) Puissance de pompage inférieure à celle des systèmes à vidange temporaire.

3) Système sous pression.

4) Fréquence de l'exposition de la tuyauterie à l'air inférieure à celle des systèmes à vidange temporaire.

Voici les inconvénients:

1) pertes d'eau déjà chauffée dues au nombre élevé de cycles marche-vidange par ensoleillement intermittent en hiver, ce qui augmente les coûts exploitation (achat d'eau au compteur) et diminue le rendement du système.

2) comme dans le système à vidange temporaire, pente de la tuyauterie qui doit être étudiée pour permettre la vidange complète.

3) nécessité de commandes infaillibles. La panne d'une commande défaillante peut entraîner le gel du système ou la perte de grands volumes d'eau.

4) gel possible des mises à l'air automatiques une fois le système vidangé et refroidi, entraînant une fuite d'eau dans les capteurs.

Pour les raisons ci-dessus, les systèmes à vidange permanente sont surtout adaptés aux endroits où il gèle rarement. La plupart des systèmes solaires à liquide, utilisés en continu et conçus pour des installations

canadiennes, sont de <u>type à circulation</u>, (figure 4.1.5) et font habituellement intervenir deux fluides. Dans ces systèmes, le caloporteur qui est un antigel liquide, circule dans les capteurs où il absorbe l'énergie solaire avant de passer dans l'échangeur de chaleur où il transfère sa chaleur à un milieu de stockage, habituellement de l'eau. Les caloporteurs ne sont pas généralement utilisés pour le stockage thermique parce que leur capacité thermique est inférieure à celle de l'eau et qu'ils sont habituellement assez coûteux. Le caloporteur est souvent un mélange d'éthylène glycol ou de propylène glycol et d'eau. Les systèmes à deux fluides permettent de résoudre les problèmes de gel, mais au prix d'un matériel et d'une complexité accrus, ainsi qu'un rendement légèrement inférieur du système. D'autres inconvénients des systèmes à deux fluides sont liés à la dégradation du caloporteur et son infiltration possible dans le circuit d'eau de consommation.

Les piscines extérieures constituent un très bon moyen d'exploiter le chauffage solaire. La période d'utilisation correspond à la période de l'année où l'ensoleillement est fort et les températures ambiantes fréquemment supérieures à la température de la piscine. Il s'ensuit que le capteur solaire peut extraire de l'énergie de l'air ambiant ainsi que du rayonnement solaire. Les

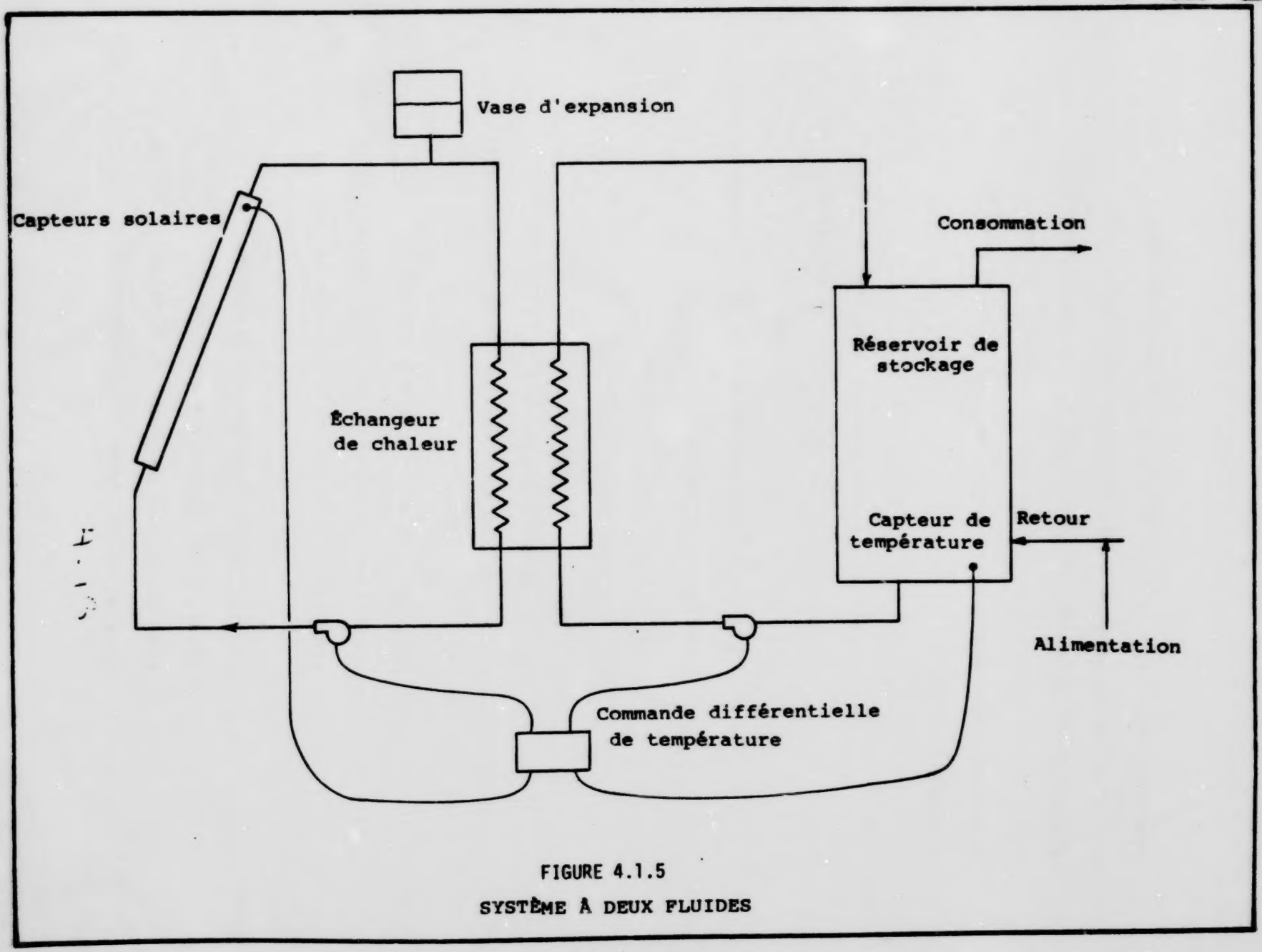


FIGURE 4.1.5

SYSTÈME À DEUX FLUIDES

systèmes pour piscine sont généralement intégrés aux circuits de filtration et de chauffage d'appoint. La piscine sert elle-même de réservoir de stockage thermique. Voici des facteurs qui font du chauffage solaire des piscines l'une des applications les plus économiques de l'énergie solaire:

1) La relation normale entre la température de fonctionnement du capteur et la température de l'air ambiant permet d'utiliser des collecteurs bon marché non isolés tout en obtenant un rendement élevé.

2) Les faibles pressions de fonctionnement permettent l'utilisation de matériaux bon marché dans la construction des absorbeurs (tels que des feuilles de plastique extrudé).

3) Les piscines ont une masse thermique importante ne nécessitant pas un réservoir de stockage thermique supplémentaire

4) Limités à une utilisation estivale, les panneaux de capteurs sont très peu sensibles aux variations de pente ou d'azimut. Cette insensibilité permet fréquemment aux

ingénieurs de concevoir le système en fonction du site, ce qui réduit grandement les coûts d'installation.

5) L'exploitation estivale élimine la nécessité d'une protection contre le gel. Les capteurs en plastique, qui sont fréquemment utilisés dans les systèmes pour piscines, peuvent supporter généralement plusieurs cycles gel-dégel sans présenter de dommages structuraux importants.

6) Les piscines présentent une charge thermique relativement importante qui se manifeste au cours de la période de l'année où l'ensoleillement est élevé.

7) La simplicité de la plupart des systèmes de chauffage solaire pour piscines les rend techniquement et économiquement acceptables.

4.2 FACTEURS DE CONCEPTION GÉNÉRAUX

4.2.1 Extraction de la chaleur stockée en fonction de l'utilisation

L'utilisation de l'énergie captée détermine la méthode d'extraction de la chaleur du réservoir de stockage. Dans un chauffe-eau domestique, l'eau chaude peut être extraite directement du réservoir de stockage. Dans des systèmes mixtes de chauffage de l'eau et des locaux, l'eau stockée peut être contaminée par contact avec des composants du système de chauffage, empêchant l'utilisation directe de l'eau stockée pour la consommation. On utilise alors un deuxième échangeur de chaleur, comme illustré à la figure 4.2.1, pour préchauffer l'eau du chauffe-eau.

4.2.2 Protection contre les températures élevées

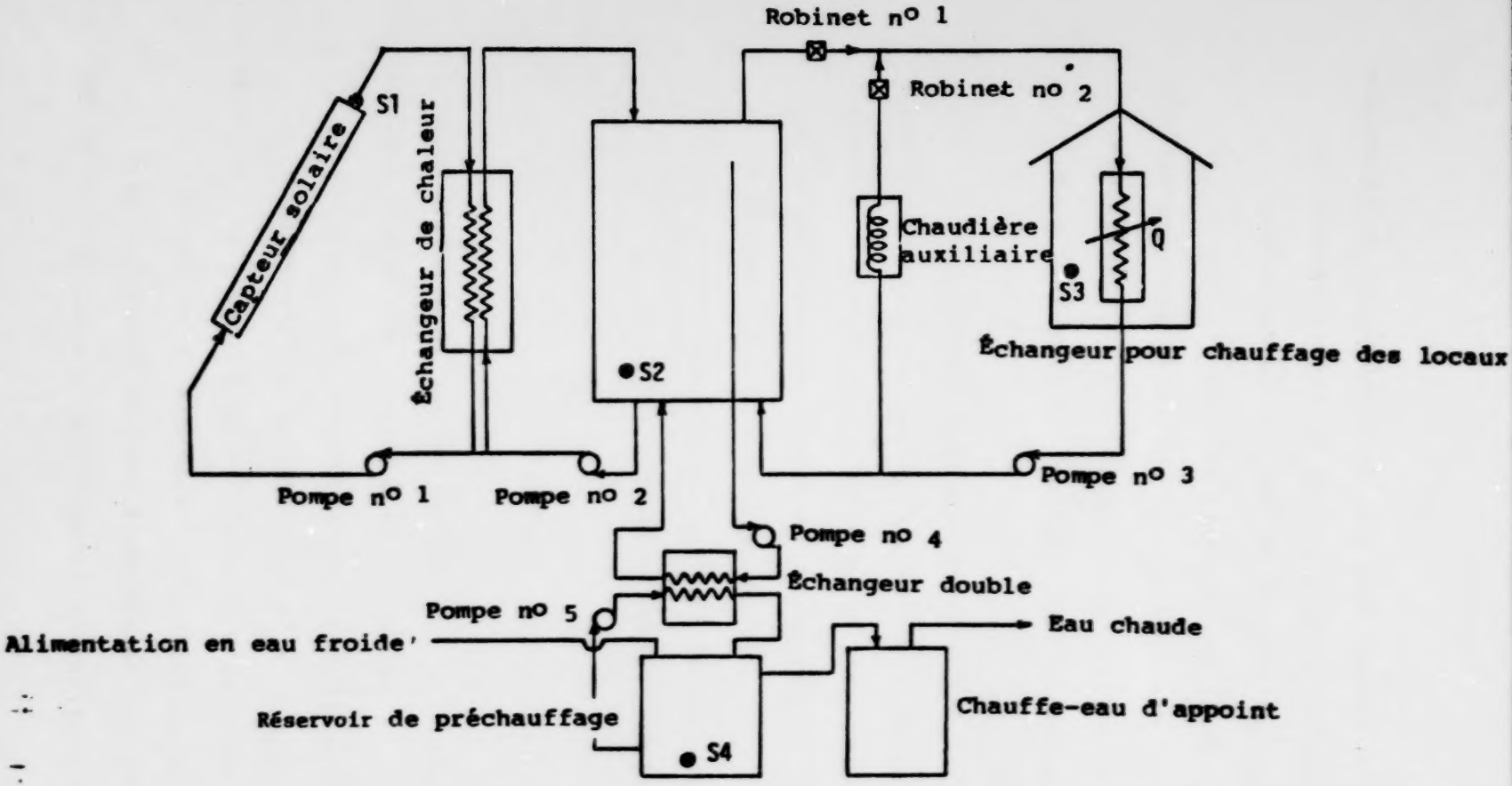
Dans les chauffe-eau solaires, il est possible qu'au cours des périodes de faible consommation, la température du chauffe-eau dépasse les limites sécuritaires. L'installation d'un robinet de mélange en aval du chauffe-eau permet de maintenir l'eau dans la gamme des températures recommandées. Dans les chauffe-eau avec pompe de recirculation, on devrait prévoir des moyens pour introduire de l'eau du réservoir de stockage dans la boucle

de recirculation chaque fois que la température du réservoir de stockage dépasse la température de fonctionnement du chauffe-eau, ce qui réduira la demande de chauffage d'appoint lorsque le chauffe-eau est peu utilisé ou que l'ensoleillement est très élevé. Un autre avantage est que le rendement du capteur augmente lorsque sa température diminue avec celle du réservoir de stockage thermique.

Si le réservoir de stockage atteint des températures dangereuses ou excessives au cours de périodes de fort ensoleillement et de faible consommation, il serait bon d'intégrer un système d'évacuation automatique de la chaleur dans le circuit du capteur solaire. On éviterait ainsi des pressions et températures excessives et réduirait la probabilité de pertes de caloporteur.

4.2.3 Stratification thermique

On devrait toujours favoriser la stratification thermique dans le réservoir de stockage pour ainsi augmenter le rendement du système. Il faudrait prélever l'eau à chauffer de la partie la plus froide du réservoir de stockage, c'est-à-dire du fond, et retourner l'eau chauffée dans la partie supérieure du réservoir de stockage. Il faudrait minimiser le brassage dans le réservoir pour favoriser un gradient de température maximal de haut en bas



Emplacement des capteurs dans un système type de chauffage à liquide

FIGURE 4.2.1

du réservoir. L'eau de consommation devrait être prélevée de la partie supérieure du réservoir de stockage, là où elle est la plus chaude. Dans un système à recirculation, l'eau devrait retourner dans la partie inférieure du réservoir de stockage.

4.2.4 Dimensions du système

Une règle empirique d'évaluation préliminaire d'un système solaire consiste à dimensionner le système de chauffage des locaux afin qu'il réponde à environ 40 % des besoins annuels en chauffage et le chauffe-eau pour qu'il réponde à environ 60 % des besoins annuels en eau chaude. Le dimensionnement définitif du système devrait reposer sur le coûts total pour la durée prévue du système ou sur d'autres méthodes acceptables d'analyse de rentabilité.

En pratique, il existe plusieurs autres facteurs de dimensionnement. Ce sont l'espace disponible pour les capteurs solaires, les contraintes de structure, l'ombre, l'orientation, les profils de la demande et les contraintes économiques. On peut souvent modifier à peu de frais une construction projetée pour optimiser le rendement de son système solaire, tandis que l'adaptation au solaire d'une construction existante est au départ sujette à beaucoup de contraintes.

4.2.5 Disposition et orientation des capteurs

Bien que des installations existantes puissent restreindre de façon importante la disposition et l'orientation du système solaire projeté, ces restrictions ne sont pas souvent aussi préjudiciables qu'elles le paraissent. Des variations de 10° à 15° par rapport aux pentes et azimuts optimaux ont peu d'effet sur le rendement du système. Suivant le profil de la demande d'énergie, des azimuts allant jusqu'à 60° par rapport au sud peuvent être acceptables, permettant une réduction des exigences de stockage thermique ou l'utilisation de structures existantes de façon à diminuer le coût du système sans toutefois réduire indûment l'apport du solaire par dollar investi.

On peut monter les capteurs sur le sol, sur un mur ou sur un toit. Les capteurs montés sur un toit ont l'avantage d'être moins sujets aux problèmes d'ombre et de vandalisme. Le concepteur devrait, selon chaque cas, placer ses capteurs solaires en tenant compte des avantages économique, de la facilité d'entretien et de l'esthétique.

4.2.6 Montage sur un toit

L'installation de capteurs sur un toit peut nécessiter une analyse de la structure du toit. Le matériel

de support et la plomberie des capteurs comptent pour l'essentiel du poids ajouté. Toutefois, le principal problème de structure dû à l'installation de capteurs sur un toit est l'accumulation de neige qui, à cause de la présence des capteurs, peut être deux fois supérieure à celle prévue. Pour cette raison, il est très important d'effectuer une analyse complète afin d'évaluer si l'accumulation sera plus élevée que prévu.

Avant de placer des capteurs sur un toit, il faut que ce dernier soit en parfait état. La réparation de la toiture sous des capteurs ou une structure de support est beaucoup plus onéreuse et moins efficace que lorsque le toit est dégagé.

Il faut porter une attention particulière aux détails concernant la fixation. Il faut que les capteurs soient bien fixés sur le toit pour résister au vent. Les points de fixation et les autres prises dans la couverture doivent être étanches et résister au vent, aux vibrations, aussi qu'à la dilatation et à la contraction thermiques.

4.2.7 Dimensionnement de la tuyauterie

Pour le dimensionnement de la tuyauterie, il faut faire un compromis entre le coût de la tuyauterie et celui

du pompage. On recommande une vitesse maximale du fluide de 1,5 m/s. Des vitesses supérieures peuvent rendre les tuyauteries bruyantes, augmenter énormément l'effort de pompage et accélérer l'usure. Le concepteur doit se servir dans une certaine mesure de son jugement pour déterminer le diamètre optimal des tuyaux. Un effort de pompage élevé réduit le gain énergétique net du système et en augmente le coût unitaire. Dans les systèmes bien conçus, il est possible d'atteindre un rapport de la consommation d'électricité à l'énergie solaire utile de 5 % bien qu'habituellement ce rapport soit de 10 %.

4.2.8 Disposition de la tuyauterie

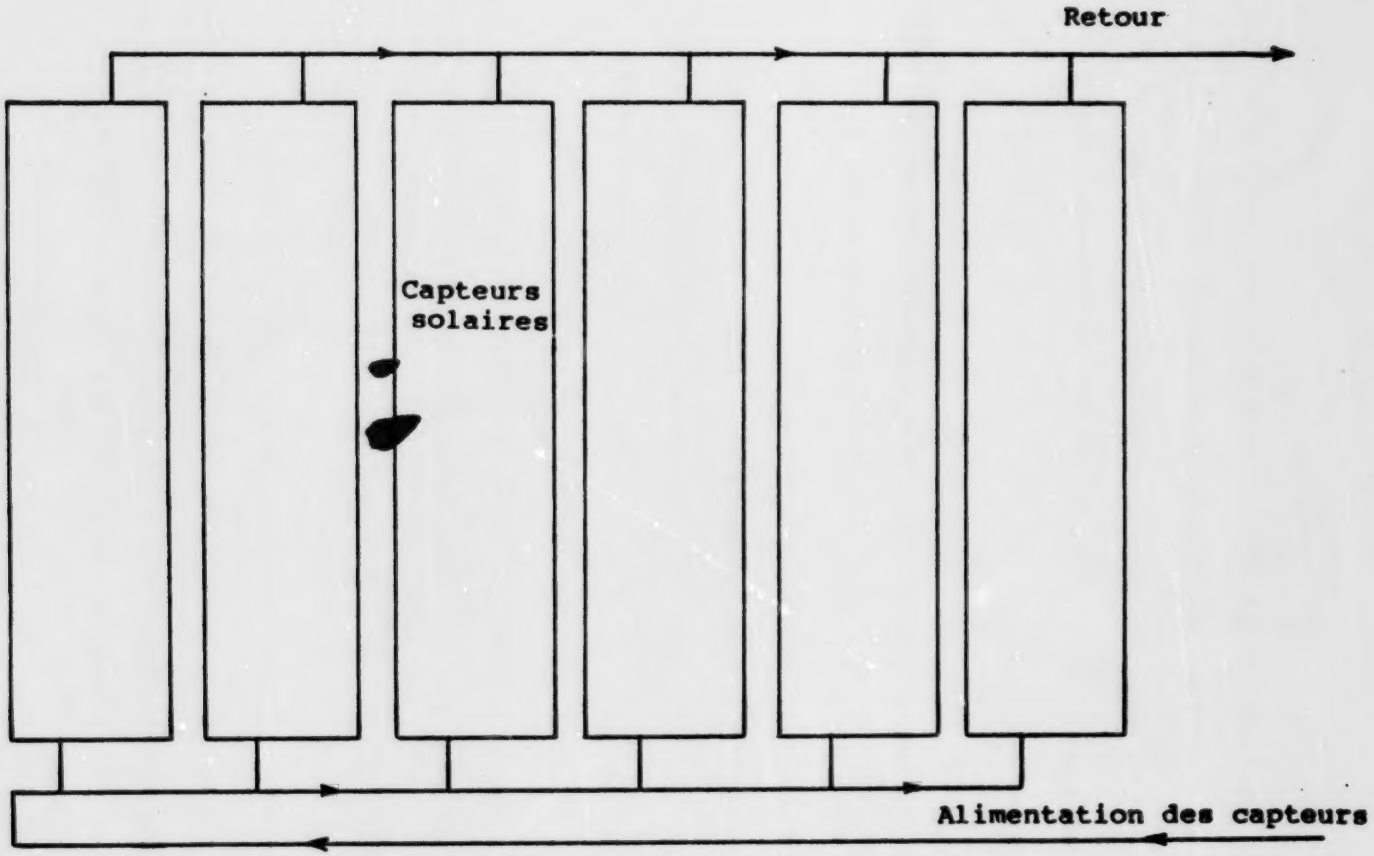
La tuyauterie compte pour 10 % à 40 % des coûts de la plupart des systèmes solaires et, par conséquent, peut être une source d'économies importantes. La longueur de la tuyauterie devrait être minimale de façon à réduire les coûts, les pertes de chaleur et les contraintes de la tuyauterie.

La tuyauterie devrait être inclinée vers les points de vidange du système pour en faciliter l'entretien. Si possible, le système devrait être vidangé dans le réservoir utilisé pour le remplissage, ce qui accélère la remise en marche une fois les réparations terminées.

Pour équilibrer le débit dans tous les capteurs d'un panneau, on utilise un circuit particulier appelé retour inverse. Il (figure 4.2.2) équilibre les pertes de charge dans les capteurs et peut éliminer la nécessité de robinets d'équilibrage.

Les capteurs à liquide sont généralement reliés en parallèle. Dans certains cas, il peut s'avérer souhaitable d'utiliser une disposition parallèle-série. Cette disposition ne modifie pas le rendement thermique de chaque capteur pourvu que le débit par unité de surface reste constant. Par exemple, si trois capteurs, dont les débits recommandés sont de 5 litres par minute, sont reliés en série, il faut porter leur débit à 15 litres par minute. Remarquer toutefois que le montage en série augmente les pertes de charge de la pompe.

Parfois, il est souhaitable d'utiliser un caloporteur ou un débit différent de celui qui sert à établir la courbe de rendement thermique du capteur. Pour être rigoureux, il faudrait corriger les paramètres de performance du capteur, $fr\ (\alpha)e$ et $Fr\ UL$. Toutefois, si on ne peut obtenir facilement les facteurs de correction, on peut généralement ne pas en tenir compte sans erreur grave, pourvu que le débit réel soit égal ou supérieur à 80 % du débit d'essai.



Disposition de la tuyauterie pour équilibrer les débits dans les capteurs d'un panneau solaire.

FIGURE 4.2.2

4.2.9 Dilatation thermique

Le caloporteur et les composants en contact direct avec celui-ci subissent de grandes variations de température d'une journée et d'une saison à l'autre. Les composants doivent pouvoir supporter la dilatation et la contraction dues à ces variations de température. On résout ces problèmes par l'emploi de joints de dilatation. On doit aussi prévoir la dilatation des absorbeurs aux dépens des connexions entre les capteurs. La tuyauterie extérieure du caloporteur peut subir une dilatation de 0,5 % au cours de l'année et d'environ 0,3 % dans une journée. C'est beaucoup plus que ce que subissent les chauffe-eau domestiques, et les joints de dilatation sont d'autant plus nécessaires.

La dilatation thermique du caloporteur dépend de la nature du fluide. Entre ses points de congélation et d'ébullition, l'eau voit son volume augmenter de 4 %. Les solutions de glycol peuvent avoir des fluctuations de volume de 9 % pour une variation de 100 °C, et plus de 15 % pour la gamme des températures de fonctionnement sur une base annuelle.

4.2.10 Corrosion galvanique

Il faudrait s'efforcer de minimiser la diversité des matériaux dans un système solaire. Il faudrait utiliser

des coupleurs diélectriques pour joindre des métaux différents. Si on prévoit des problèmes de corrosion importants, comme dans le cas des systèmes aluminium-cuivre, on recommande l'emploi d'une anode ou d'une tension de protection galvanique.

4.2.11 Accessoires de plomberie

Les accessoires de plomberie devraient être en nombre suffisant, mais non excessif. Les filtres sont nécessaires en amont des pompes. Il faudrait placer des robinets seulement là où c'est nécessaire pour un fonctionnement et un entretien adéquats. En minimisant le nombre de robinets, on réduit la possibilité d'isoler par inadvertance un élément de circuit du système solaire.

La présence de manomètres et de thermomètres en des points clés du système facilitera le monitorage lors de dépannages ou d'essais de rendement du système. La figure 4.2.3 montre les points de monitorage utiles dans un système à liquide. L'utilisation de prises Peterson permettra de réduire le coût et la complexité du monitorage du système.

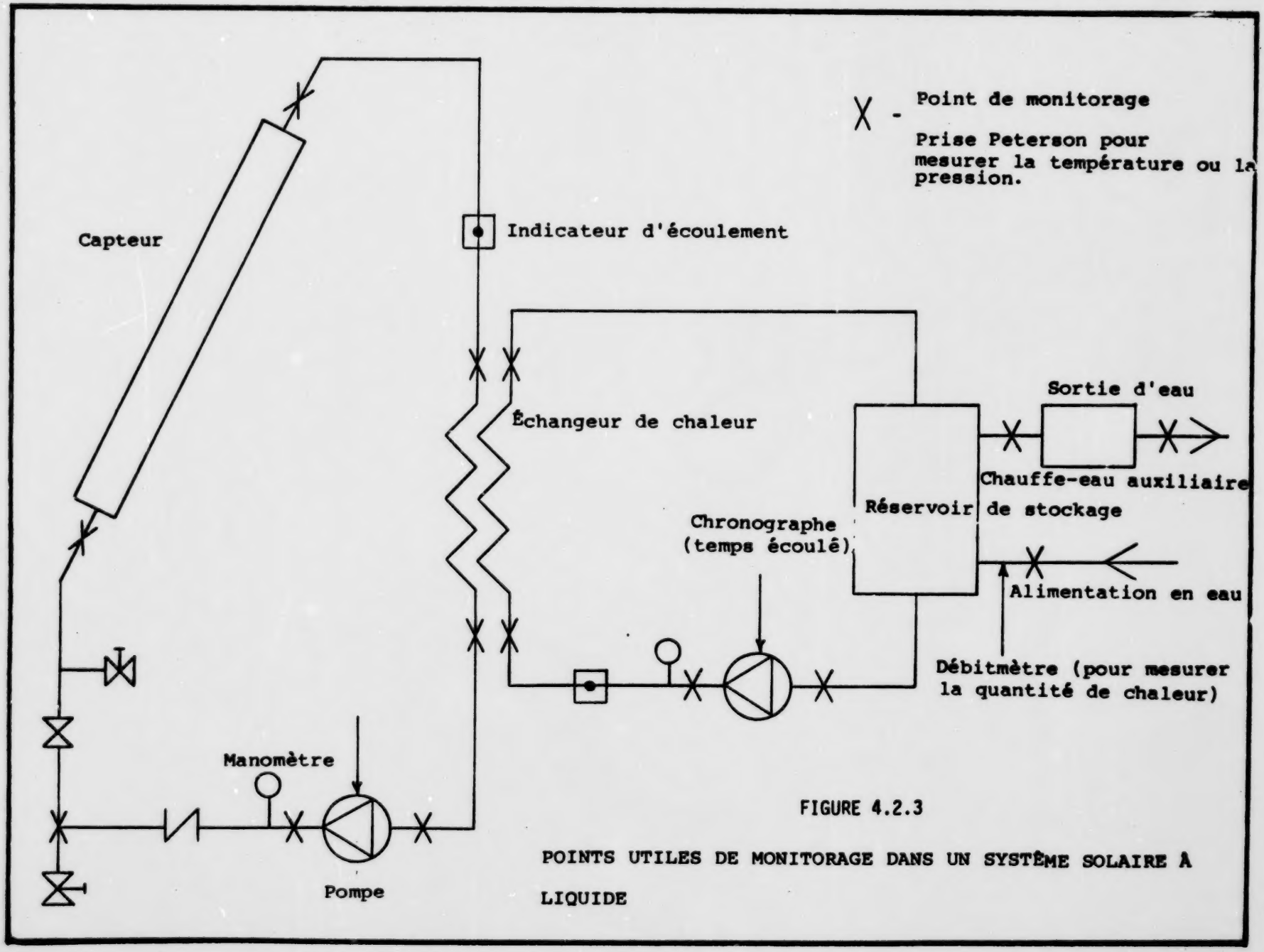


FIGURE 4.2.3

POINTS UTILES DE MONITORAGE DANS UN SYSTÈME SOLAIRE À LIQUIDE

TABLE DES MATIÈRES

CHAPITRE		Page
5	SYSTÈMES À AIR	5-1
	5.1 INTRODUCTION	5-1
	5.2 DESCRIPTION ET PERFORMANCE DES CAPTEURS À AIR	5-1
	5.3 APPLICATIONS	5-7
	5.3.1 Chauffage des locaux	5-8
	5.3.2 Préchauffage de l'air de ventilation	5-13
	5.5.3 Séchage des récoltes	5-16
	5.4 PROBLÈMES DE CONCEPTION	5-17

LISTE DES FIGURES

Figure		
5.2.2	COMPARAISON DES TEMPÉRATURES TYPES DES CAPTEURS SOLAIRES À AIR ET À LIQUIDE	5-2
5.2.3	COMPARAISON DE RENDEMENTS THERMIQUES TYPES DE CAPTEURS À AIR ET À LIQUIDE	5-3
5.2.4	GAMME DE FONCTIONNEMENT POUR LE CHAUFFAGE DES LOCAUX:	5-6
5.3.1	SYSTEME DE TYPE DE CHAUFFAGE À AIR DES LOCAUX	5-10
5.3.2	RESERVOIR DE STOCKAGE DE LA CHALEUR À LIT DE GALETS:	5-11
5.3.3	STRATIFICATION TYPE DE LA TEMPÉRATURE DANS UN LIT DE GALETS	5-12
5.3.4	IMPORTANCE DU CHOIX DE L'APPLICATION POUR UN FONCTIONNEMENT EFFICACE DU CAPTEUR	5-15

CHAPITRE 5

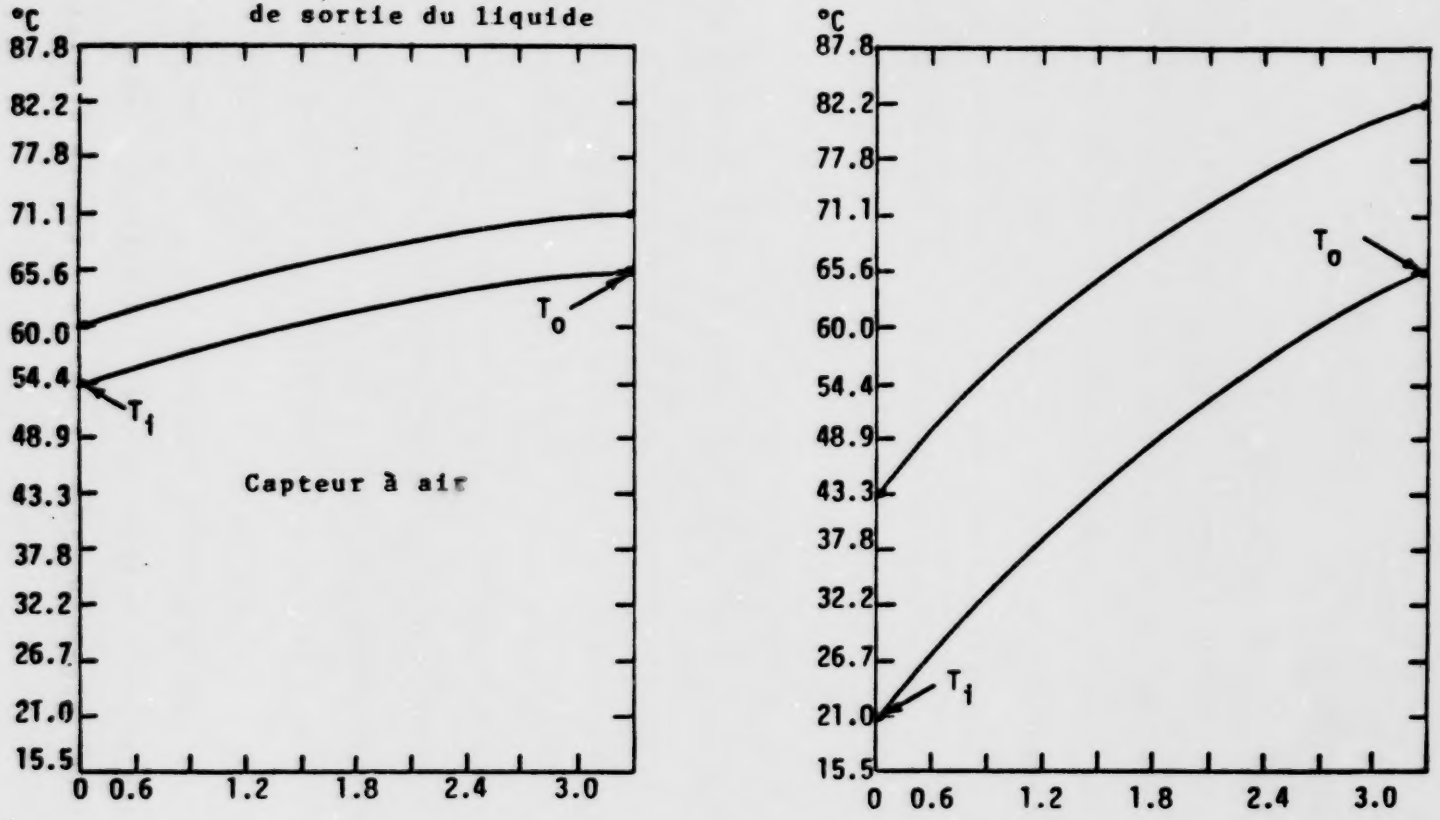
SYSTÈME À AIR

5.1 INTRODUCTION

La plupart des capteurs plans solaires fabriqués au Canada sont à liquide. Au cours des quelques dernières années, la production de capteurs à air est passée de zéro à quelques centaines de mètres carrés par an. Les concepteurs de systèmes solaires devraient, par conséquent, connaître les différences entre ces deux types de capteurs ainsi que les applications qui conviennent à chaque type. Le présent chapitre traite de la performance et de la conception des capteurs à air, et donne quelques conseils quant à leurs applications.

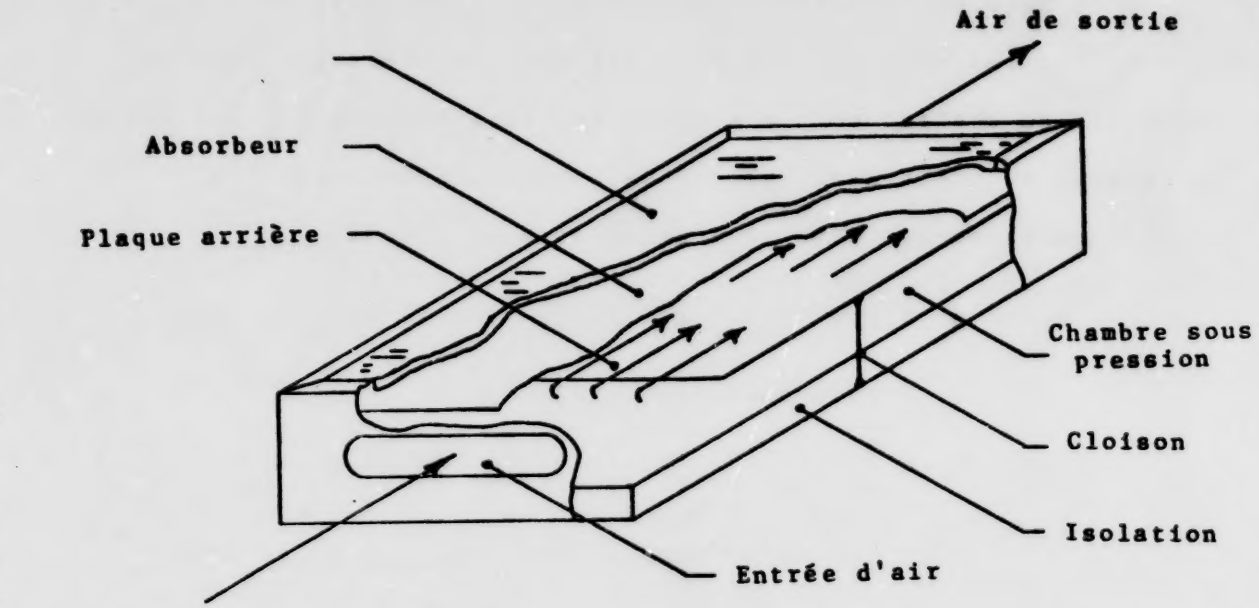
5.2 DESCRIPTION ET PERFORMANCE DES CAPTEURS À AIR

La construction de base de la plupart des capteurs à air et à liquide est la même, la différence principale étant naturellement le choix du fluide caloporteur. On montre à la figure 5.2.1 un schéma d'un capteur à air type. Remarquer que l'air est en contact direct avec presque toute la surface de l'absorbeur et s'écoule à une vitesse suffisante pour assurer un échange thermique raisonnablement efficace. C'est la différence majeure entre les deux types de capteurs. Puisque les coefficients d'échange thermique fluide-surface sont bien inférieurs pour l'air que pour les liquides, il est nécessaire d'augmenter la superficie d'échange thermique des capteurs à air. Il en résulte que la plupart des modèles utilisent tout l'absorbeur comme surface d'échange thermique, augmentée souvent par la présence d'ailettes.



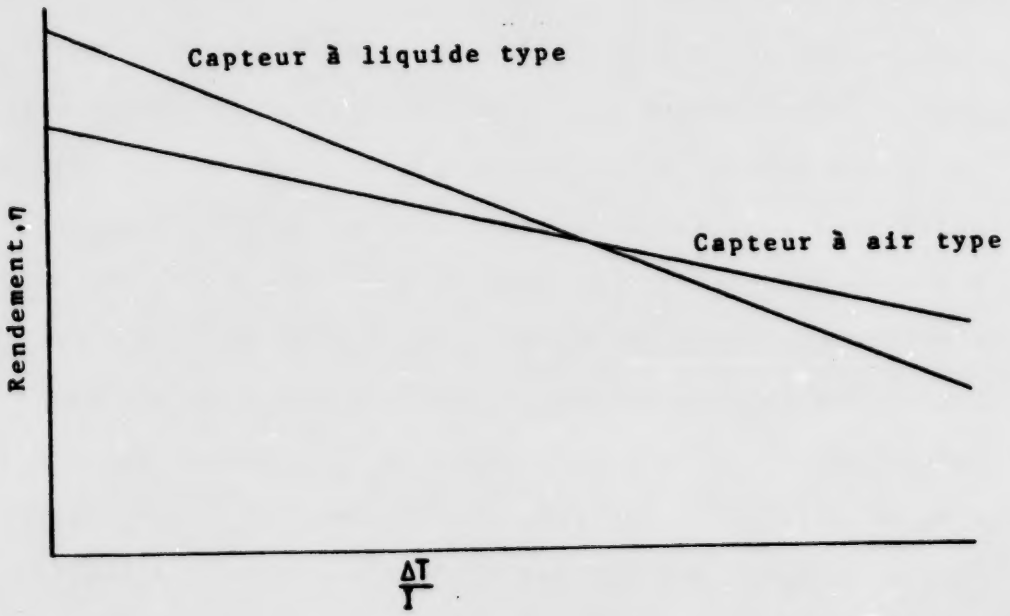
Comparaison des températures types des capteurs solaires à air et à liquide

FIGURE 5.2.2



Capteur à air type

FIGURE 5.2.1



Comparaison de rendements thermiques types de capteurs à air et à liquide

FIGURE 5.2.3

Dans des conditions d'écoulement permanent, la chaleur utile fournie par les capteurs solaires est égale à l'énergie radiante convertie en chaleur sur la surface de l'absorbeur moins les pertes thermiques de cette dernière. Sous forme mathématique, cette expression prend la forme de l'équation bien connue

$$Q_u = A_c F_r [(\tau\alpha)_e I - U_L (Y_i - T_a)]$$

où Q_u = gain thermique utile

et $F_r = \dfrac{\text{chaleur extraite par le capteur}}{\text{chaleur extraite si tout le fluide était à } T_i}$

= facteur d'extraction thermique du capteur

Du fait de la faible chaleur spécifique de l'air (environ 1/4 de celle de l'eau), la valeur de F_r de la plupart des capteurs à air est de 0,6 à 0,7, alors que pour les capteurs à liquide, elle est habituellement de l'ordre de 0,9 ou plus. Comme l'extraction d'une quantité équivalente de chaleur du capteur (à débits massiques égaux) exige une élévation de température de l'air quatre fois supérieure à celle de l'eau, la température moyenne de fonctionnement d'un capteur à air sera supérieure à celle d'un capteur à liquide à température d'entrée et débits massiques égaux (voir figure 5.2.2). Par conséquent, les pertes thermiques sont supérieures pour un capteur à air, et F_r est inférieur. La valeur inférieure de F_r signifie que l'ordonnée à l'origine de la courbe type de rendement, $F_r (\tau\alpha)_e$, sera inférieure et la pente, $F_r U_L$, moindre que celle d'un capteur à liquide type (voir figure 5.2.3).

Ce qui précède ne signifie pas nécessairement que les capteurs à liquide produisent plus de chaleur que les capteurs à air, mais plutôt que les capteurs doivent être choisis en fonction de la demande prévue. Par exemple, pour des valeurs élevées de $\Delta T/I$, un capteur à air peut offrir une production énergétique supérieure. Un autre facteur à considérer est que l'air chauffé peut être fourni à des températures bien inférieures s'il est destiné au chauffage des locaux. Par conséquent, un système à air peut fonctionner avec un rapport $\Delta T/I$ inférieur à celui d'un système à liquide et assurer encore le même service.

GAMME DE FONCTIONNEMENT POUR LE CHAUFFAGE DES LOCAUX

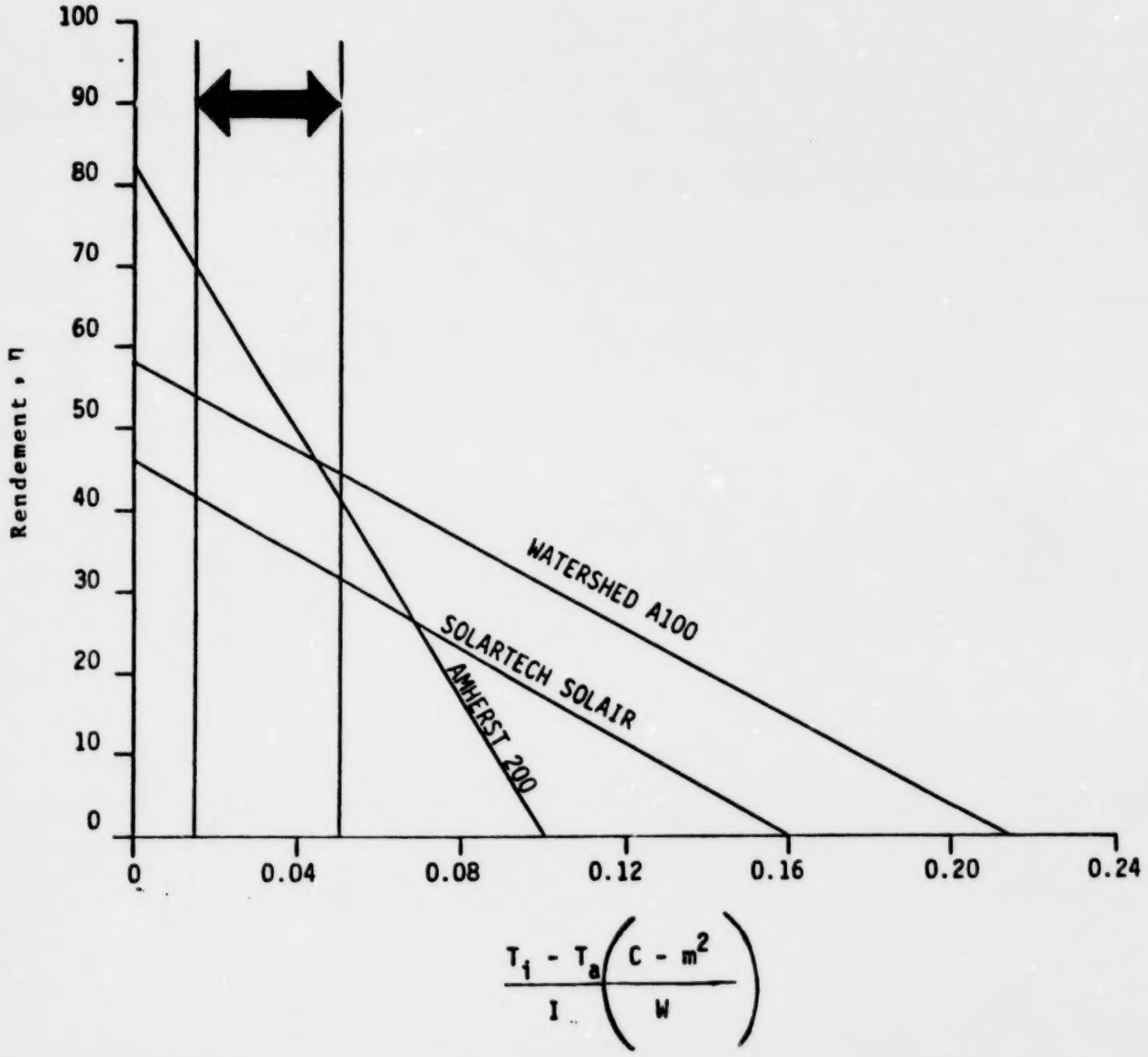


FIGURE 5.2.4

On montre à la figure 5.2.4 les courbes de rendement comparées d'un certain nombre de capteurs à air. Remarquer les grandes différences entre les modèles. Le capteur Watershed, qui n'est plus produit, est représenté par une courbe pointillée du fait de la dispersion excessive des données de l'essai de rendement. Le capteur avec absorbeur à chevauchement est un modèle expérimental conçu pour réduire la perte de charge dans le capteur; il n'a pas encore été mis en production. Le Solaron est un capteur américain qui est produit en grandes quantités et est probablement le capteur type de rendement moyen par excellence dont la fiabilité et la durabilité sont acceptables. Le Solartech et l'Amherst sont des capteurs de fabrication canadienne actuellement en production. Le Suntrap, autre modèle canadien, n'est plus produit.

Les températures de stagnation de la plupart des capteurs à air sont d'environ 100 °C à 140 °C. Leurs poids varient de 27 à 90 kg, soit de 9 à 40 kg par mètre carré.

Il est évident que le choix définitif d'un capteur doit prendre en compte des facteurs autres que la performance thermique. Le coût, la durée de vie, la durabilité, la disponibilité, etc. doivent faire l'objet d'une étude.

5.3 APPLICATIONS

Les trois applications les plus courantes des systèmes à air sont le chauffage des locaux, le préchauffage de l'air de ventilation et le séchage des récoltes.

5.3.1 Chauffage des locaux

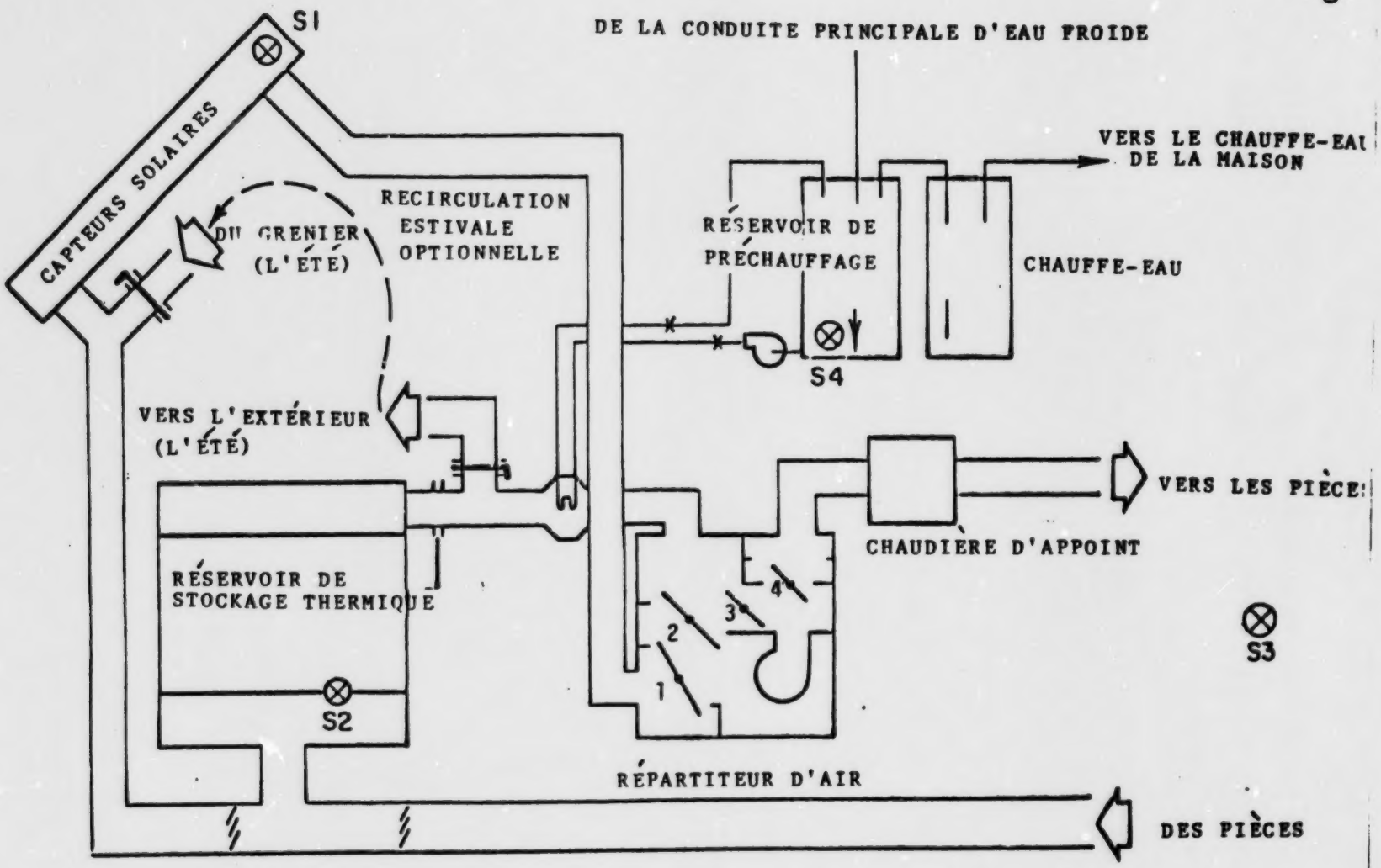
Le chauffage des locaux a été l'utilisation classique de la plupart des capteurs à air. Cette application nécessite généralement tout un ensemble d'autres composants, notamment un réservoir stockage, des commandes complexes, et un répartiteur d'air séparé. Les températures d'entrée sont de l'ordre de 10 à 40 °C au-dessus de la température ambiante et le rendement varie de 30 % à 70 %. Du fait de leur grande complexité et de leur fonctionnement non optimal (étudiés plus en détail ci-dessous), les capteurs à air utilisés pour le chauffage des locaux peuvent être considérées au mieux comme un moyen passable d'exploiter l'énergie solaire dans l'environnement canadien.

On montre à la figure 5.3.1 un système type de chauffage des locaux à air. Voici les principaux éléments: capteurs, réservoirs de stockage à lit de galets (détaillé à la figure 5.3.2), répartiteur d'air, réservoir de préchauffage du chauffe-eau avec serpentin et conduites connexes. Remarquer la position des capteurs de température . Le modèle illustré utilise un seul ventilateur et a été conçu principalement pour des applications résidentielles. Ce système comporte trois principaux modes de fonctionnement qui sont commandés par la position des registres motorisés du répartiteur d'air:

Mode de fonctionnement	Position des registres			
	A	B	C	D
Capteurs fournissant de la chaleur au réservoir de stockage	ouvert	fermé	ouvert	fe m
Capteurs fournissant de la chaleur aux pièces	ouvert	fermé	fermé	ouv r
Réservoir de stockage fournissant de la chaleur aux pièces	fermé	ouvert	fermé	ouve t

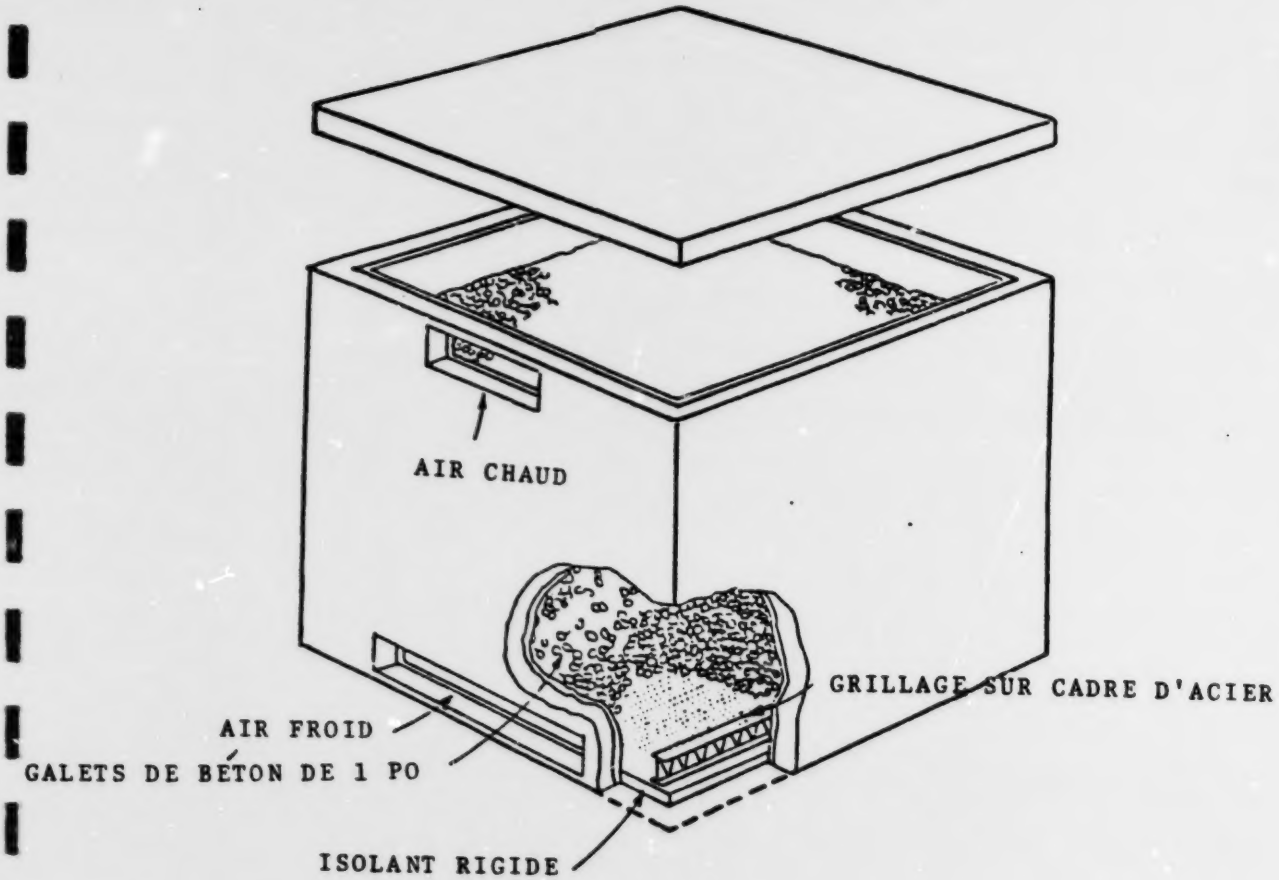
On peut aussi opter pour le mode recirculation en été pour préchauffer l'eau du chauffe-eau (et refroidir les capteurs) par un réglage des trois registres manuels.

Remarquer que l'alimentation en chaleur du réservoir de stockage se fait toujours dans le même sens et l'extraction dans le sens opposé, ce qui permet une bonne stratification thermique dans le lit de galets. À cause du médiocre échange thermique entre les galets, la stratification se maintient longtemps.



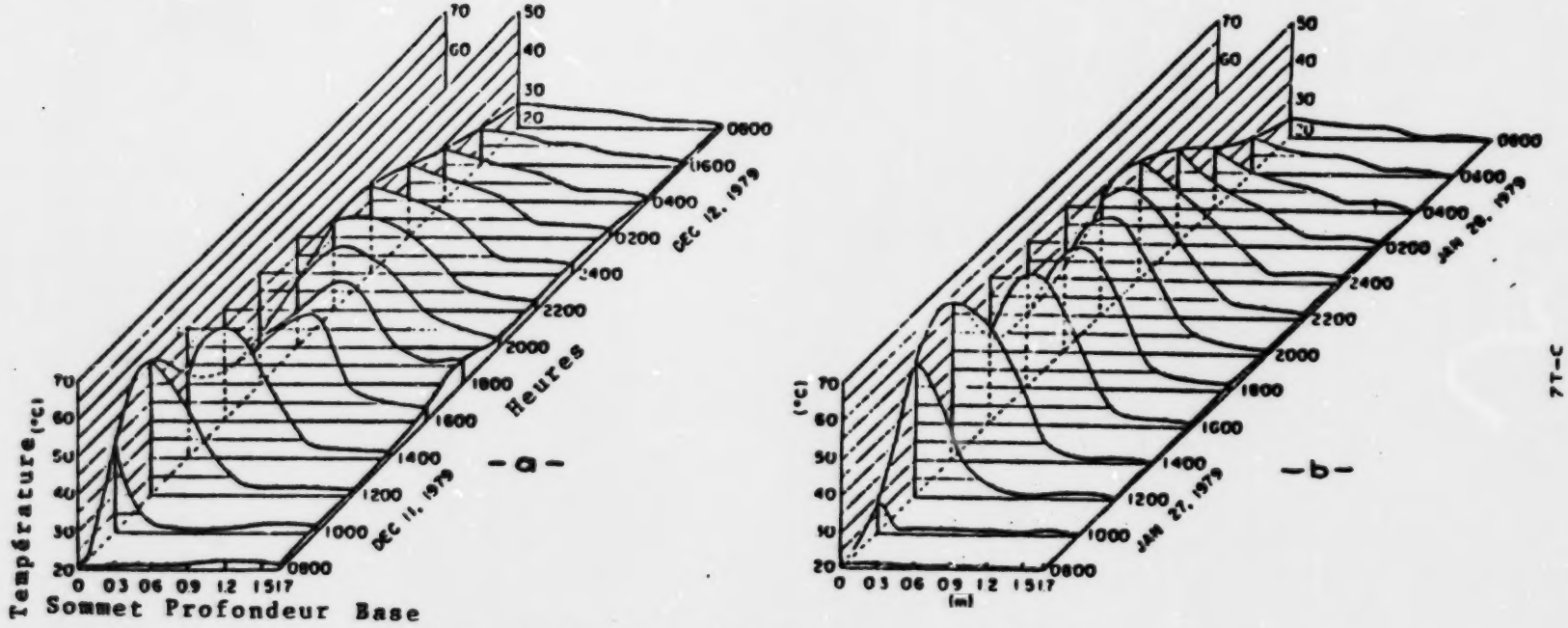
SYSTÈME TYPE DE CHAUFFAGE À AIR DES LOCAUX

FIGURE 5.3.1



RÉSERVOIR DE STOCKAGE DE LA CHALEUR À LIT DE GALETS

FIGURE 5.3.2



Profils de température dans un lit de galets au cours d'un cycle charge-décharge avec débit d'air de 13,1 L/(s·m^2) -a- ; 9.6L/(s. ·m^2) -b- .

STRATIFICATION TYPE DE LA TEMPÉRATURE DANS UN LIT DE GALETS

FIGURE 5.3.3

On montre à la figure 5.3.3 des profils types de température dans un lit de galets.

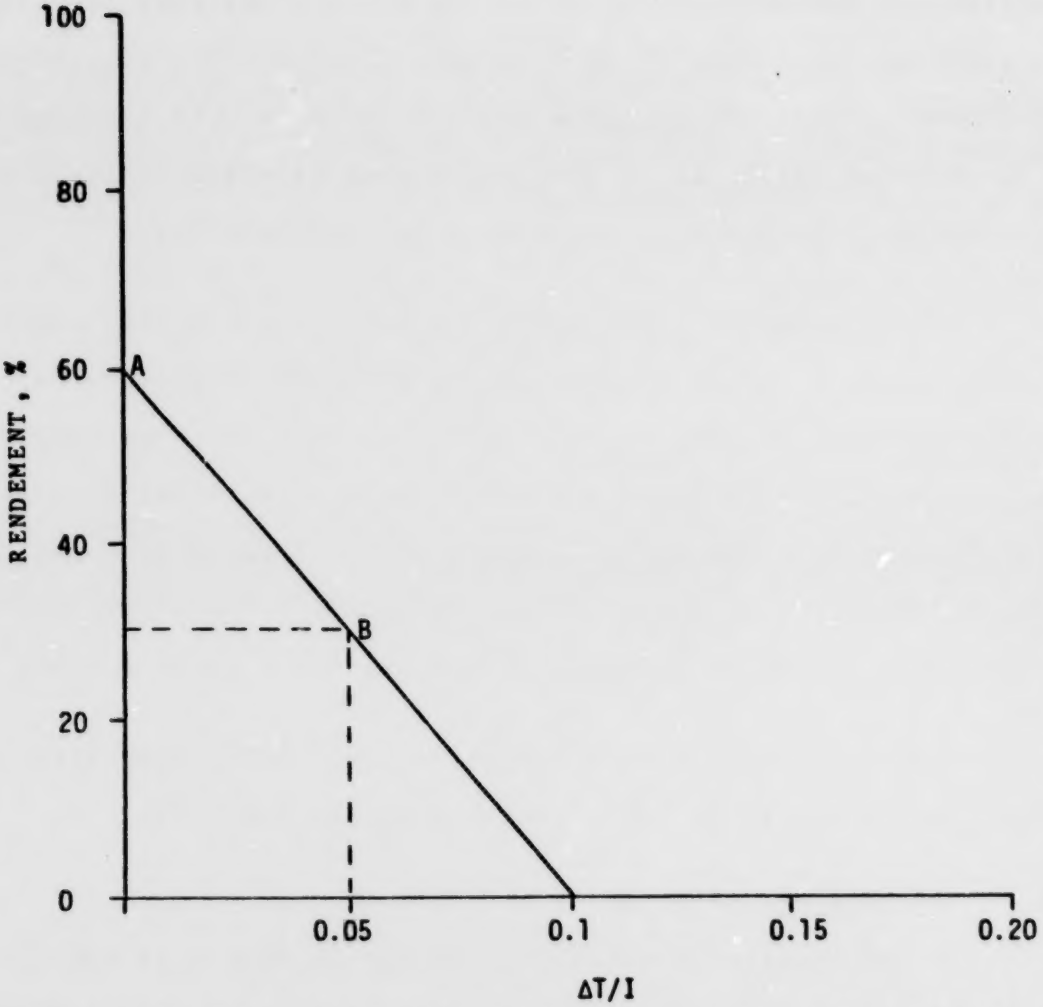
Il est important de remarquer que les galets du réservoir de stockage doivent être soigneusement lavés pour qu'ils soient exempts de poussière.

D'autres applications en chauffage des locaux, non résidentielles et sans stockage thermique, ont aussi été réalisées.

5.3.2 Préchauffage de l'air de ventilation

Bien des édifices, en particulier de grands établissements commerciaux, industriels ou agricoles, ont des besoins importants en chauffage d'air de ventilation. Comme il faut rejeter l'air contaminé ou chargé d'humidité, il faut introduire de l'air frais et le chauffer. Le préchauffage de l'air de ventilation est une application prometteuse des capteurs à air qui peuvent alors avoir un rendement élevé (et constant), égal à l'ordonnée à l'origine de la courbe de rendement (puisque $\Delta T/I = 0$). La figure 5.3.4 montre l'avantage thermique d'un tel dispositif. Les coûts du système sont généralement assez faibles puisqu'il n'y a pas besoin de stockage et de commande automatique ni de structure de support (si on dispose d'un mur orienté au sud). Puisque bon nombre des applications sont industrielles, on dispose normalement d'un personnel formé pour l'entretien du système. Remarquer que cela peut ne pas nécessairement convenir aux bâtiments qui produisent, de l'intérieur, beaucoup de chaleur avec une demande d'air frais comparativement faible comme les édifices à bureaux. Dans ces cas, l'air extérieur est utilisé non seulement à

des fins de ventilation mais aussi pour éviter la surchauffe du coeur de l'édifice. Dans certains édifices avec production modérée de chaleur interne, comme les écoles, un système de commande peut être nécessaire pour équilibrer l'air préchauffé (par le solaire) avec l'apport d'air extérieur afin d'obtenir un mélange d'air à la température souhaitée. Comme les débits de ventilation de nombreuses structures commerciales et industrielles importantes sont souvent élevés, le concepteur devrait s'assurer que le débit maximal des capteurs n'est pas dépassé.



La courbe de rendement thermique ci-dessus est typique de nombreux capteurs à air. Remarquer que le rendement au point de fonctionnement A (préchauffage) est deux fois supérieur à celui au point B (chauffage des locaux): 60 % par rapport à 30 %.

Importance du choix de l'application pour un fonctionnement efficace du capteur

FIGURE 5.3.4

Les applications les plus appropriées sont celles qui nécessitent un apport d'air extérieur le jour, comme dans les usines à une seule équipe. Dans ce cas, la demande en énergie de préchauffage se manifeste au cours de périodes d'ensoleillement. Le préchauffage de l'air de ventilation est généralement plus économique dans les nouvelles constructions que dans celles qui sont modifiées.

Naturellement, la récupération de la chaleur peut aussi être considérée comme un moyen de réduire les dépenses en préchauffage. Comme les systèmes de récupération de la chaleur sont plus faciles à installer lorsque la sortie d'air vicié et l'entrée d'air extérieur sont adjacente, le préchauffage solaire est plus rentable qu'un système de récupération de la chaleur lorsque l'entrée d'air extérieur et la sortie d'air vicié ne sont pas proches l'une et de l'autre.

Dans certaines installations, il peut être nécessaire de filtrer l'air avant de le faire passer dans les capteurs.

5.3.3 Séchage des récoltes

De nombreuses cultures, telles que le riz et le tabac, sont récoltées dans des conditions d'humidité moyenne. On termine le séchage en ventilant fortement avec de l'air à basse température, la chaleur étant souvent fournie par des combustibles onéreux, tels que le propane. L'énergie solaire peut être utilisée pour répondre en tout ou en partie à cette demande énergétique, cette application se rapprochant du préchauffage de l'air de ventilation. Le grand avantage de l'utilisation de capteurs à air est naturellement le rendement élevé de certains modèles simples et bon marché.

Le principal inconvénient est que le séchage ne peut être effectué que pendant une petite partie de l'année, d'ordinaire de un à trois mois. Malheureusement, le séchage doit aussi se faire l'automne et au début de l'hiver lorsque l'ensoleillement est minimal.

5.4 PROBLÈMES DE CONCEPTION

La conception de tout capteur solaire, soit à air, soit à liquide, doit faire intervenir de nombreux facteurs souvent contradictoires tels que le coût, la durabilité, la performance, le poids, etc. Ces critères de conception généraux sont étudiés plus en détail au chapitre 6. Toutefois, on décrit ci-dessous certains des problèmes particuliers aux capteurs à air:

1. À cause du faible coefficient d'échange thermique entre l'absorbeur et l'air, il est nécessaire d'augmenter de façon importante la superficie d'échange et donc d'augmenter la superficie totale des conduites. Il en résulte que le scellement adéquat des conduites est plus difficile, toute fuite d'air pouvant diminuer de façon importante la performance du capteur. Des mesures sur des capteurs à air ont montré que les fuites peuvent atteindre de 5 à 10 % (ou plus) du débit total d'air. Un scellement adéquat des conduites est souvent difficile et onéreux. Il s'en suit qu'il faudrait effectuer une vérification minutieuse des capteurs (et du système) pour y déceler toute fuite avant la mise en service définitive du système.

2. La condensation ou l'abrasion, si l'air passe sur la face avant de l'absorbeur, peut détériorer la surface critique de l'absorbeur.

3. La condensation peut aussi corroder les conduites d'air lorsqu'on arrête le système pour refroidir les capteurs.

4. Les capteurs à air requièrent généralement l'emploi d'un bon système de filtration, en particulier si le stockage se fait dans un lit de galets.

TABLE DES MATIÈRES

Chapitre		Page
6	COMPOSANTS DES SYSTÈMES	6-1
	6.1 STOCKAGE DE LA CHALEUR	6-1
	6.1.1 Capacité de stockage	6-1
	6.2 SUBSTANCES À CHANGEMENT DE PHASE	6-13
	6.3 COMMANDES	6-20
	6.3.1 Circuit capteurs-stockage	6-23
	6.3.2 Circuit de préchauffage	6-25
	6.3.3 Circuit de chauffage des locaux	6-26
	6.3.4 Choix et emplacement des commandes	6-27
	6.4 ÉCHANGEURS DE CHALEUR ET CALOPORTEUR	6-29
	6.4.1 Introduction	6-29
	6.4.2 Réduction des possibilités de fuite	6-35
	6.4.3 Réduction des possibilités de fuite du caloporteur dans l'alimentation du chauffe-eau	6-35
	6.4.4 Détection	6-36
	6.4.5 Toxicité du caloporteur	6-37
	6.5 CAPACITÉ DE L'ÉCHANGEUR D'UN SYSTÈME À DEUX FLUIDES	6-38
	6.6 POMPES ET TUYAUTERIE	6-48
	Références techniques	6-54
	Références générales	6-56

LISTE DES TABLEAUX

Tableau		Page
6.1	PROPRIÉTÉS DE CALOPORTEURS TYPES	6-4
6.1.2	QUELQUES COMPARAISONS ENTRE CALOPORTEURS TYPES	6-6
6.1.3	CALOPORTEURS SOLAIRES	6-8
6.2.1	CARACTÉRISTIQUES DES SUBSTANCES À CHANGEMENT DE PHASE	6-10
6.4.1	CLASSIFICATION DES CALOPORTEURS ET DES LIQUIDES DE STOCKAGE	6-33
6.4.2	CLASSIFICATION DES ÉCHANGEURS À DEUX LIQUIDES	6-33
6.4.3	ÉCHELLE GOSSELIN DE TOXICITÉ DE CERTAINS CALOPORTEURS COURANTS:	6-34
6.4.4	COMBINAISONS ÉCHANGEUR-CALOPORTEUR ADMISSIBLES	6-34
6.5.1		6-45

LISTE DES FIGURES

Figure		Page
6.1.1	EFFET DE LA CAPACITÉ DE STOCKAGE SUR L'APPORT DU SOLAIRE À LA DEMANDE EN EAU CHAUDE	6-2
6.1.2	ISOLATION INFÉRIEURE ET SUPPORT DE RÉSERVOIR DE STOCKAGE À FOND PLAT	6-10
6.1.3	VASE D'EXPANSION	6-12
6.1.4	CIRCUIT DE DISSIPATION AUTOMATIQUE DE LA CHALEUR PAR REFROIDISSEMENT À L'AIR	6-14
6.2.1	STOCKAGE DE LA CHALEUR DANS DES SUBSTANCES À CHANGEMENT DE PHASE	6-15
6.3.1		6-21
6.3.2	EMPLACEMENTS DES CAPTEURS DANS UN SYSTÈME TYPE DE CHAUFFAGE À LIQUIDE	6-22
6.3.3	PROFILS DE TEMPÉRATURE TYPES DES LIQUIDES DANS LES CAPTEURS ET LE RÉSERVOIR D'UN SYSTÈME DE CHAUFFAGE À LIQUIDE	6-24
6.4.1	ÉCHANGEUR À CALANDRE, CONTRE-COURANT ET PASSAGE UNIQUE	6-30

		Page
6.4.2	ÉCHANGEUR À FAISCEAU TUBULAIRE	6-30
6.4.3	ÉCHANGEUR DOUBLE ET ÉCHANGEUR À PLAQUES	6-31
6.4.4	ÉCHANGEUR À SERPENTIN SUR ENVELOPPE ET ÉCHANGEUR	6-32
	À DEUX TUBES SOUS ENVELOPPE	6-32
6.5.1	ÉCHANGEURS UTILISÉS AVEC CAPTEURS À SOLUTION DE GLYCOL	6-41
6.5.2	ÉCHANGEUR AVEC ÉCART THÉORIQUE DE TEMPÉRATURE DE 5° (68°-63°-50)	6-42
6.5.3	VARIATION DE LA TEMPÉRATURE MOYENNE DANS LES CAPTEURS EN FONCTION DE L'ÉCART THÉORIQUE ΔT DE L'ÉCHANGEUR	6-44
6.6.1		6-50
6.6.2		6-53

CHAPITRE 6

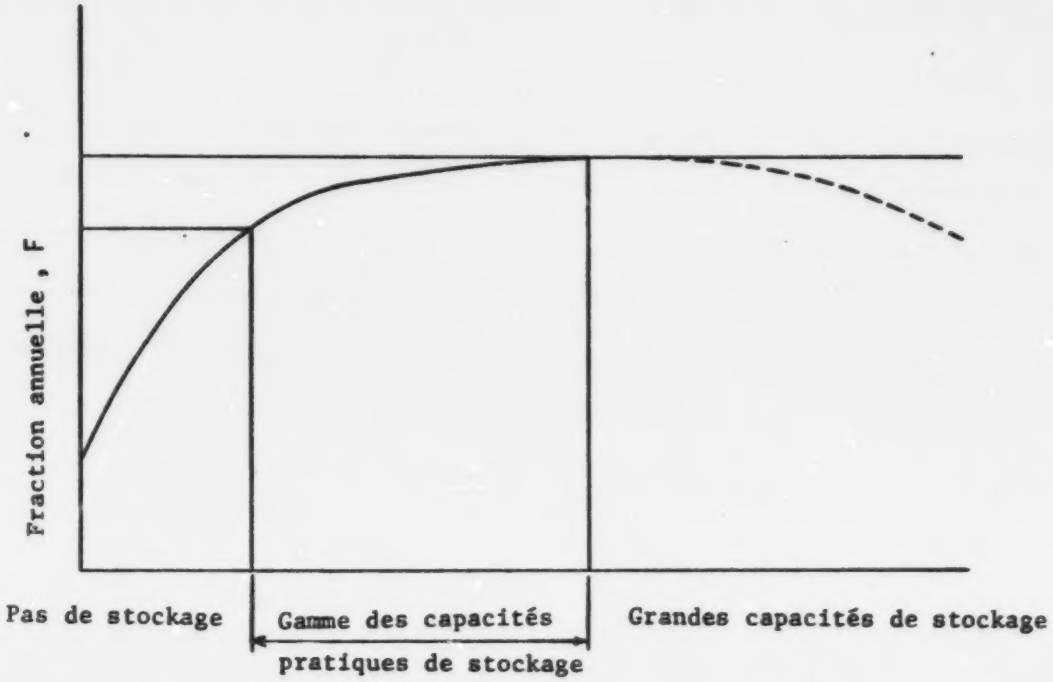
COMPOSANTS DES SYSTÈMES

6.1 STOCKAGE DE LA CHALEUR

Le but du stockage de la chaleur est de recueillir et de stocker l'énergie solaire excédentaire et de la rendre disponible lorsque le rayonnement incident ne permet pas de satisfaire à la demande. La chaleur peut être stockée en élevant la température du milieu de stockage (chaleur sensible), en changeant la phase du milieu de stockage (chaleur latente) ou en utilisant certaines réactions chimiques. La chaleur est récupérée par extraction du réservoir de stockage. Le stockage de la chaleur à long terme, bien que d'intérêt, est encore expérimental et ne sera pas traité en détail ici.

6.1.1 CAPACITÉ DE STOCKAGE

On montre à la figure 6.1.1 l'effet de la capacité de stockage thermique sur l'apport du solaire. Lorsqu'il n'y a pas de stockage, seule l'énergie captée lorsqu'une demande d'énergie se manifeste peut être utilisée. Le stockage permet un certain délai entre la captation et l'utilisation. Au début, l'apport (fraction) solaire augmente rapidement avec l'augmentation de la capacité de stockage, mais cette augmentation est dégressive. Au-delà d'une certaine capacité de stockage pour un chauffe-eau domestique, la fraction solaire commence à décroître, ce qui est dû à une diminution de la température de stockage et, partant, se traduit par une quantité réduite d'énergie utile disponible. Les pertes



Effet de la capacité de stockage sr l'apport du solaire à la

en eau chaude

FIGURE 6.1.1

par les parois des réservoirs de stockage augmentent aussi en fonction de leur surface. Par conséquent, un volume de stockage excessif diminue en fait la performance des chauffe-eau domestiques.

La capacité exacte de stockage nécessaire est fonction des profils de la demande. Pour un chauffe-eau résidentiel où la demande se manifeste principalement le matin et au début de la soirée, lorsque le rayonnement incident est habituellement faible, la capacité de stockage est un facteur critique du système et devrait permettre de répondre à la demande en eau chaude d'une journée.

Une usine qui a une demande en eau chaude continue et un système solaire de dimensions modestes n'aurait pas besoin d'un réservoir de stockage car l'énergie serait utilisée aussitôt après sa captation.

Pour la plupart des applications, la gamme des capacités pratiques de stockage thermique varie de 200 à 300 kJ/°C par m^2 de surface de captation (50 à 75 litres d'eau par mètre carré de capteur). Une règle empirique consiste à dimensionner le réservoir de façon à répondre à la demande quotidienne ou à récupérer l'équivalent du rayonnement incident quotidien.

L'eau est le milieu de stockage le plus courant dans les systèmes à liquide à cause de son prix, de sa forte capacité de stockage thermique, de la constance de sa viscosité et des propriétés thermiques dans la gamme de températures d'intérêt.

On peut aussi utiliser le caloporteur du circuit de captation pour le stockage thermique, mais il est habituellement plus onéreux et offre des propriétés thermiques, chimiques et mécaniques moins intéressantes que l'eau. Les tableaux 6.1.1 et 6.1.2 comparent les propriétés de certains caloporteurs types, alors que le tableau 6.1.3 donne la liste d'un certain nombre de marques de commerce.

TABLEAU 6.1

PROPRIÉTÉS DE CALOPORTEURS TYPES

Propriété	Eau	Glycols		Fluides à base de silicone	Hydrocarbures		Glycérine ("Glycérol" 60 % glycérol/ 40 % eau
		50 % d'éthylène-glycol/eau	50 % propylène-glycol/eau		Aromatiques	Huile paraffinique	
Point de congélation (°C)	0	-36	-33	-50	-62 à -9	-9	-35
Point d'ébullition (°C) (à la pression atmosphérique)	100	110 [197 avec 100 % glycol]	106 [180 avec 100 % glycol]	Nil	181-337	371	110
Stabilité du fluide	Nécessite une surveillance du pH ou de l'inhibiteur	Nécessite une surveillance du pH ou de l'inhibiteur	Nécessite une surveillance du pH ou de l'inhibiteur	Bonne	De bonne à passable	De bonne à passable	Bonne
Point d'éclair (°C)	Nil	Nil [111 avec 100 % glycol]	Nil [99 avec 100 % glycol]	232-315	56-207	149-235	Nil [177 avec 99 % glycol]
Chaleur spécifique (23 °C) (kJ/kg/°C)	4.18	3.35	3.56	1.42-2.01	1.51-2.09	1.80-2.64	3.35
Conductibilité thermique (38 °C) (kW/cm °C)	6.28×10^{-3} à 0 °C	3.98×10^{-3}	3.89×10^{-3}	1.44×10^{-3}	1.21×10^{-3}	1.21×10^{-3}	4.67×10^{-3}
Viscosité dynamique $x10^5$ $n^{2/5}$ à 25 °C	0.083	0.316	0.464	1.86-4.64	0.744-4.64	0.093-5.58	0.651

Toxicité	Dépend de l'inhibiteur utilisé	Modérée à élevée selon l'inhibiteur utilisé	Légère selon l'inhibiteur utilisé	Aucun effet toxique reconnu	Modérée	Faible	Légère
Durée de vie estimée	Dépend de l'inhibiteur utilisé	Moins de 2 ans	Moins de 2 ans	Plus de 5 ans	De 1 à 20 ans	De l'ordre de 10 ans	Plus de 5 ans

TABLEAU 6.1.2

QUELQUES COMPARAISONS ENTRE CALOPORTEURS TYPES

FLUIDE	AVANTAGES	INCONVENIENTS
Eau, non traitée	1. non toxique 2. sûre pour l'environnement 3. bon marché 4. rendement thermique élevé	1. gèle à 0 °C 2. entretient la corrosion galvanique 3. bout à 100 °C 4. favorise l'entartrage 5. modification possible de la composition dans les systèmes à circuit fermé
Mélanges eau/ glycol	1. ne gèlent qu'à -37 °C 2. la technologie des inhibiteurs pour l'éthylèneglycol est bien adaptée à la protection de systèmes composés de plusieurs métaux 3. bouillent à des températures supérieures à celle de l'eau	1. remplacement ou entretien 2. problème de l'élimination de grandes quantités 3. se décomposent aux environs de 138-149 °C en boues et en acides organiques 4. toxiques (éthylèneglycol) 5. dégradation possible des matériaux de construction (toiture)
Hydrocarbures	1. faible coût 2. non volatils 3. moins toxiques que l'éthylèneglycol	1. faible stabilité à l'oxydation 2. faible stabilité thermique aux températures élevées entraînant la formation de boues et d'acides 3. viscosité élevée aux basses températures 4. effets environnementaux analogues à ceux de l'huile à moteur 5. point d'éclair type en vase clos variant de 149 à 216 °C; les fluides ayant des points d'éclair plus élevés ont une viscosité supérieure 6. les dommages aux édifices dus aux fuites peuvent être irréparables du fait de l'odeur et de la faible volatilité de la substance 7. faible conduction thermique

Silicones	1. ne gèlent pas 2. ne bouillent pas 3. pas de corrosion des métaux courants 4. longue durée de vie 5. point d'éclair élevé 6. faible toxicité, le cas échéant	1. faible capacité thermique 2. viscosité élevée 3. onéreux 4. non biodégradables 5. difficiles à sceller 6. forte tendance aux fuites 7. peuvent nécessiter des pompes plus onéreuses (ce qui peut aussi être vrai pour les hydrocarbures)

Fondées sur les dires des fabricants

TABLEAU 6.1.3

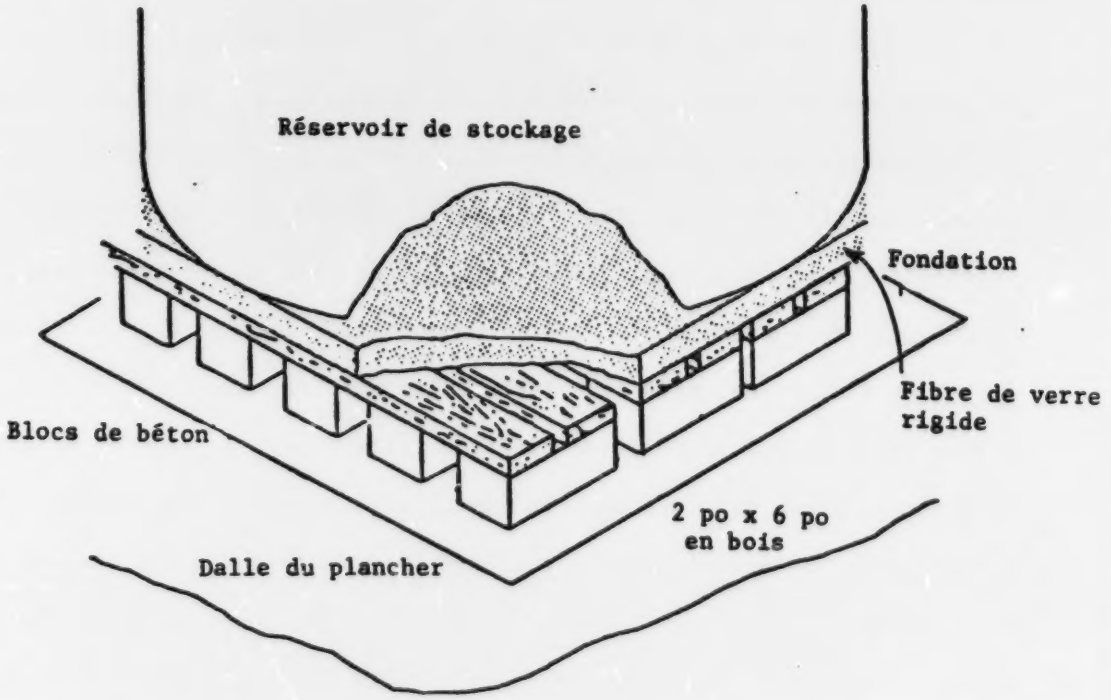
CALOPORTEURS SOLAIRES

NOM DE COMMERCE	FABRICANT	COMPOSITION
*UCAR-17	Union Carbide	Éthylèneglycol
*DOWTHERM SR-1	Dow Chemical	Éthylèneglycol, moins de 5 % d'inhibiteur et moins de 1 % de colorant rouge
UCON-500	Union Carbide	Polyglycols - peuvent contenir moins de 10 % de phényl-ß-naphytylamine
*UNCON-30	Union Carbride	Oxyde d'éthylène
*DOWFROST	Dow Chemical	Propylèneglycol - contient de l'inhibiteur
*UCAR-35	Union Carbide	Propylèneglycol
MOBILTHERM 603	Mobil Oil	Huile paraffinique neutre
MOBILTHERM LIGHT	Mobil Oil	Huile paraffinique riche en aromatiques
SUNTEMP 1	Resource Technology Corp.	Huile paraffinique pauvre en aromatiques; contient du colorant rouge (moins de 1 %)
CALORIA HT-43	Exxon	Huile paraffinique pauvre en aromatiques (14 %)
THERMIA 33	Shell	Huile paraffinique - teneur en aromatiques 20-25 %
PROCESS OIL-3029	Exxon	Huile naphténique minérale, teneur en aromatiques inférieure à 10 %
*DOW CORNING 200	Dow Corning	Huile de silicone
SF 96	Générale Electrique	Polydiméthylsiloxane
*THERMINOL 66	Monsanto	Mélange de terphényles
*DOWTHERM A	Dow Corning	Mélange de diphényle et d'oxyde de diphényle
SOLARGARD G	Daystar	Glycérol (USP) 60 %/eau 40 %

Les réservoirs de stockage peuvent être construits à partir d'un certain nombre de métaux et sous plusieurs formes. Le modèle dépendra de l'emplacement du réservoir, de la température et de la pression de stockage. Dans tous les cas, il serait bon de concevoir le système de stockage de façon à favoriser la stratification thermique pour améliorer l'efficacité du système.

Les réservoirs de stockage devraient être placés à l'intérieur où les pertes de chaleur peuvent être récupérées en chauffage alors que les réservoirs extérieurs et souterrains sont sujets à la corrosion et à la détérioration de l'isolant. Pour des températures élevées ou des pressions importantes, les réservoirs en acier sont recommandés; les chauffe-eau sous pression de qualité commerciale viennent sous différentes formes et dimensions, mais sont assez onéreux. Les réservoirs en métal mince, en plastique renforcé de fibre de verre (F.R.P.), ceux en bois ou en maçonnerie garnis d'une membrane de plastique constituent d'autres solutions à prix modéré pour le stockage thermique sans pression. Il peut être approprié d'utiliser les murs de fondation comme un ou plusieurs des côtés du réservoir. Les réservoirs construits sur place ont l'avantage de présenter des dimensions qui ne sont pas restreintes par celles des portes et des couloirs. Les réservoirs carrés ou rectangulaires sont faciles à isoler. Les réservoirs de stockage devraient être isolés des murs et du sol. Les revêtements ou les membranes étanches du réservoir devraient être souples et assez résistants pour ne pas être endommagés si les parois ou les pieds du réservoir se déplacent ou se fissurent. Le réservoir ainsi que la membrane devraient être accessibles pour réparations ou modifications.

Des niveaux d'isolation de RSI5 (R30) et RSI2 (R 10-12) sont recommandés pour les réservoirs de stockage extérieurs et intérieurs



Isolation inférieure et support de réservoir de stockage à fond plat

FIGURE 6.1.2

respectivement. Les réservoirs à fond plat devraient reposer sur de l'isolant rigide pour réduire les pertes par le bas (figure 6.1.2). Les supports en forme de selle sous les réservoirs cylindriques sont assez difficiles à isoler, mais l'effort en vaut la peine. Il faudrait voir en particulier à ce que l'isolant sur le plancher ne soit pas en contact avec de l'eau, car humide, il perd ses propriétés.

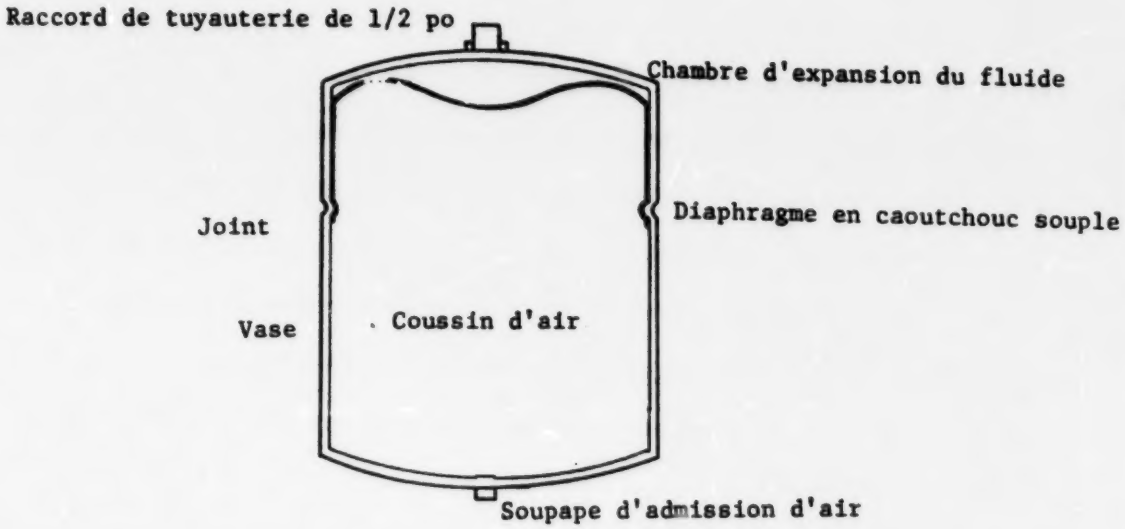
Il faut isoler les réservoirs souterrains avec un matériau hydrofuge et imputrescible. Les réservoirs devraient être placés en-dessous de la ligne de gel et au-dessus de la nappe phréatique, ce qui rend impossible leur utilisation dans la plupart des endroits au Canada. Autant que possible, il faut éviter les installations souterraines.

Il faut prévoir dans la conception du système de stockage une méthode pour vider par purge ou pompage le contenu des réservoirs, ainsi que des raccords diélectriques lorsque la tuyauterie et les réservoirs sont de métaux différents.

Il faut aussi prévoir la dilatation et la contraction du liquide de stockage. Dans les réservoirs ouvert, cela veut dire qu'il faut laisser suffisamment d'espace libre ou prévoir un tuyau de trop-plein. Dans les systèmes sous pression, il faut prévoir des vases d'expansion ou des soupapes de sûreté pour éviter toute surpression (figure 6.1.3).

Il faut aussi éviter les surchauffes. Dans les systèmes ouverts, on peut laisser l'eau bouillir. Cela entraîne l'entartrage du réservoir de stockage et nécessite un système d'alimentation d'appoint. Les températures élevées peuvent aussi endommager les capteurs.

(11



Vase d'expansion

FIGURE 6.1.3

Il est important d'incorporer dans les systèmes de stockage sous pression des soupapes de sûreté. Si la température "de détente" des soupapes est bien supérieure à 100 °C, l'eau jaillira sous la forme d'un jet de vapeur, ce qui présente un danger nécessitant une attention particulière. En permettant à l'eau chaude du réservoir de jaillir et en introduisant de l'eau froide pour la remplacer, on peut maintenir des températures de stockage sécuritaires.

On peut utiliser d'autres moyens pour éviter des températures de stockage excessives:

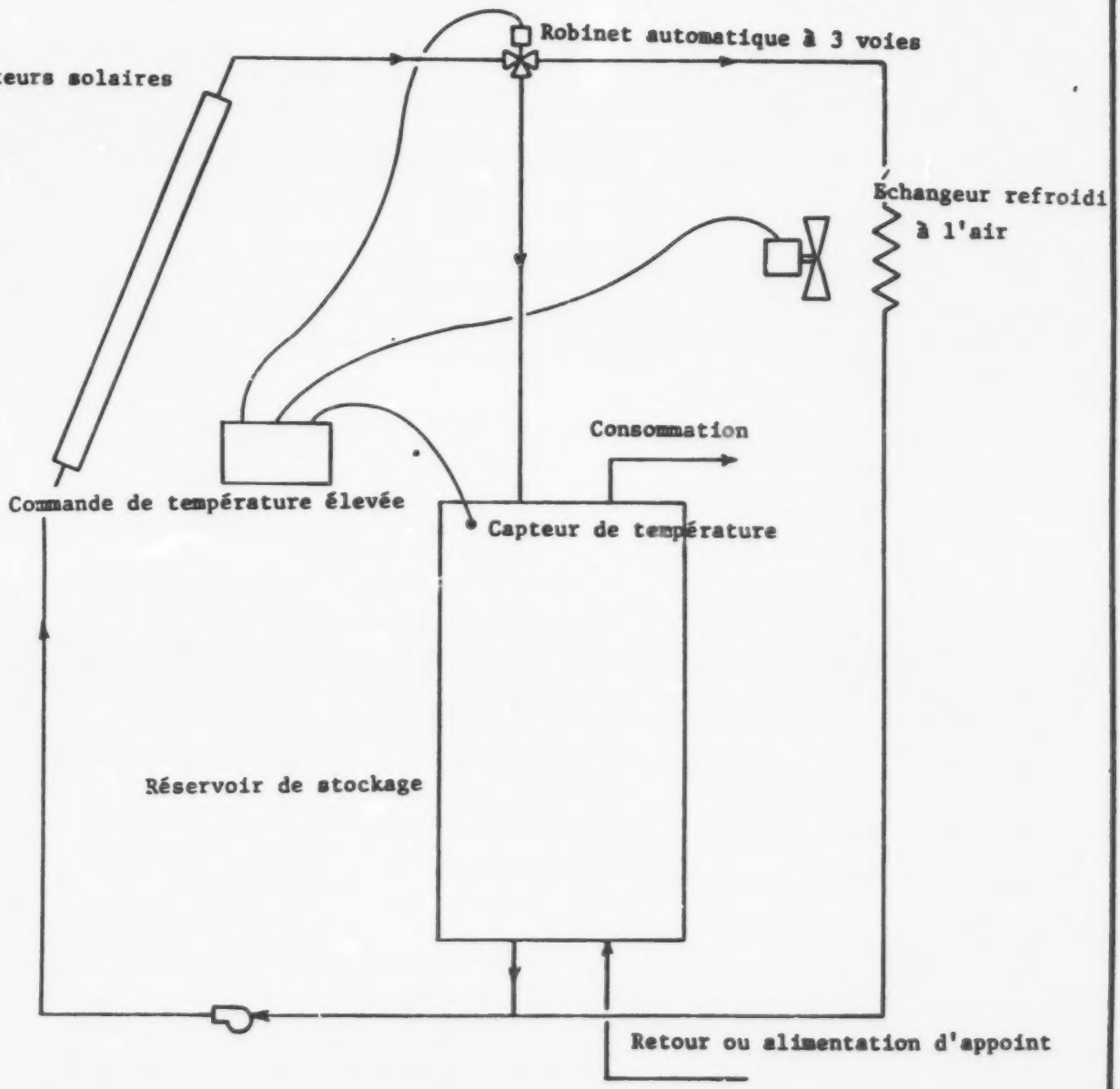
1. serpentin avec ventilateur, refroidi par l'air extérieur (figure 7.1.4)

2. arrêt de la pompe du circuit des capteurs lorsque la température est élevée, avec ébullition dans les capteurs plutôt que dans le réservoir de stockage. Les capteurs doivent pouvoir supporter ces températures de stagnation et permettre l'évacuation de la vapeur.

Lorsqu'on prévoit l'ébullition dans les capteurs ou le réservoir de stockage, il est recommandé de traiter l'eau avec des adoucisseurs ou des inhibiteurs de corrosion. On ne recommande pas les solutions de glycol pour des températures supérieures à 150 °C, car à ces températures il y a accélération de la décomposition chimique en acide.

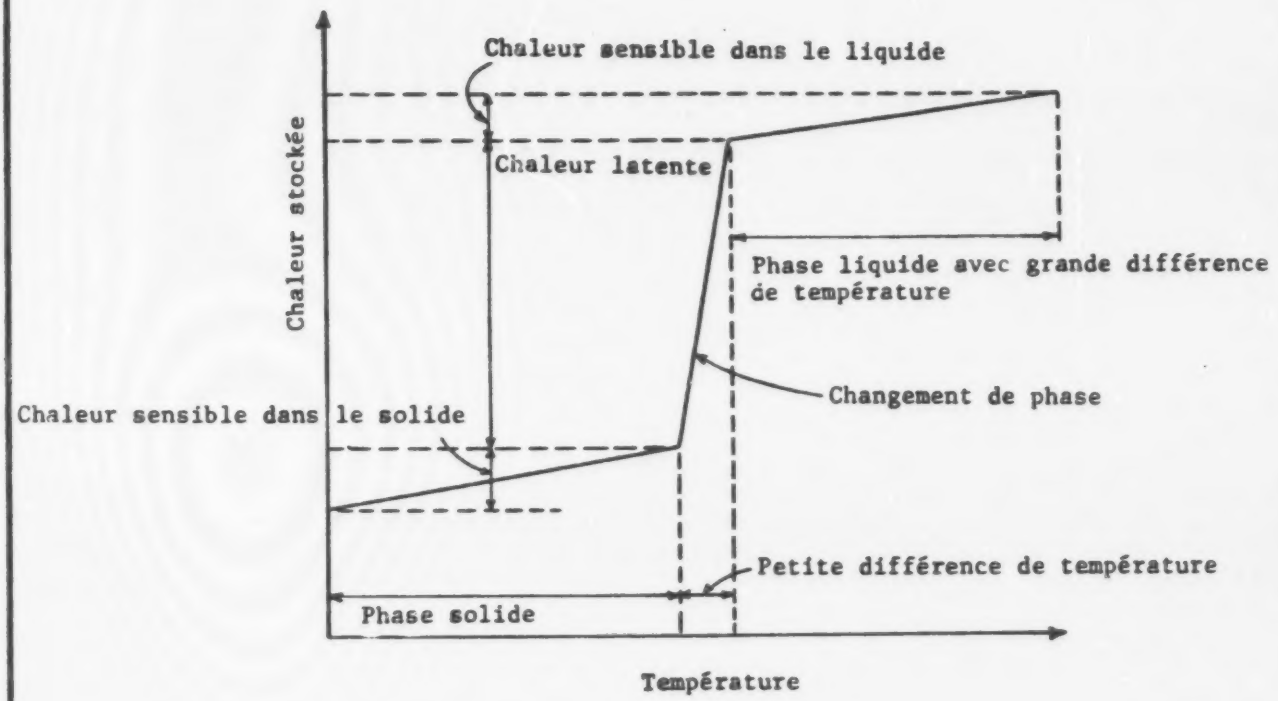
6.2 SUBSTANCES À CHANGEMENT DE PHASE

Comme leur nom le suggère, les substances à changement de phase (SCP) utilisent la chaleur latente de fusion pour stocker l'énergie thermique: la chaleur est stockée par liquéfaction (figure 6.2.1). Les avantages des substances à changement de phase sont le faible volume nécessaire pour stocker une quantité de chaleur donnée et la température presque constante de stockage. Les températures de stockage relativement



Circuit de dissipation automatique de la chaleur par refroidissement à l'air

FIGURE 6.1.4



Stockage de la chaleur dans des substances à changement de phase

FIGURE 6.2.1

faibles permettent un rendement élevé des capteurs et le fait d'une température constante simplifie la conception du système. Dans les systèmes passifs, des matériaux à changement de phase à basse température sont utilisés pour éviter la surchauffe des locaux durant la journée et le refroidissement excessif la nuit. Dans ce type particulier d'application, qui n'admet que des variations de température limitées, le volume d'eau ou de maçonnerie nécessaire est considérable - de l'ordre de 10 fois celui requis lorsqu'on utilise des matériaux à changement de phase.

Voici quelques caractéristiques souhaitables des substances à changements de phase:

1) point de fusion approprié
2) peu ou pas de sous-refroidissement pour amorcer la solidification
3) chaleur de transition élevée
4) stabilité chimique (c'est-à-dire pas de perte de capacité de stockage en fonction du temps)
5) faible coût
6) ininflammabilité et non toxicité
7) faible variation de volume lors de la transition
8) conduction thermique élevée
9) pression de vapeur faible

Deux classes de substances à changement de phase présentent actuellement de l'intérêt dans le domaine du solaire: les composés organiques tels que la paraffine et les sels hydratés tels que le sulfate de sodium (déca)hydraté, appelé communément sels de Glauber. Les SCP organiques tendent à être plus stables que les hydrates, mais elles possèdent une large gamme de températures de fusion. La faible conduction

thermique, l'inflammabilité élevée et les grandes variations de volume au cours de la fusion sont d'autres limitations des SCP organiques. Dans les sels hydratés, l'hydratation et la déshydratation remplacent la congélation et la fusion. Les hydrates sont classés, selon leurs propriétés de changement de phase, comme (1) congruents (les compositions des phases solide et liquide ont le même rapport sel-eau liée (simple congélation-fusion)), (2) semi-congruents (la substance a deux ou plusieurs formes hydratées avec des points de fusion différents) et (3) incongruents (les phases solide et liquide ont des rapports sel-eau liée différents, ce qui entraîne la formation d'un précipité de sel anhydre insoluble qui, s'il sédimente, entraîne une réduction de la capacité de stockage thermique). Les sels congruents de caractéristiques appropriées sont trop onéreux pour la plupart des applications de stockage solaire. Les sels incongruents et semi-congruents sont moins onéreux et ont été l'objet de la plupart des recherches qui ont surtout portées sur l'élimination de leurs limitations.

On a résolu la difficulté du passage de la solution liquide à l'état cristallin sans sous-refroidissement en utilisant des agents de nucléation et en plongeant une surface froide ou réfrigérant "cold finger" dans la substance à changement de phase pour favoriser la nucléation.

On peut réduire la sédimentation des précipités dans les sels incongruents de trois façons: les sels hydratés du réservoir de stockage peuvent être mélangés de façon mécanique; les cristaux peuvent être mis en suspension dans de la tourbe par l'addition d'épaississeurs; la substance peut être disposée en couches horizontales très minces (ce qui réduit les distances de sédimentation).

TABLEAU 6.2.1

CARACTÉRISTIQUES DES

SUBSTANCES À CHANGEMENT DE PHASE

Désignation	Point de fusion °C	Chaleur de fusion	
		kJ/kg	kJ/L
Sels inorganiques hydratés			
Chromate de sodium			
Nitrate de manganèse			
Acide orthophosphorique			
Nitrate de lithium			
Chlorure de calcium			
Sels de Glauber			
Phosphate disodique			
Nitrate manganeux			
Nitrate de zinc			
Nitrate de calcium			
Thiosulfate (hypo)			
Nitrate nickeleux			
Nitrate cobalteux			
Nitrate de cadmium			
Trioxyde de soufre			
Nitrate de magnésium			
Chlorhydrate d'hydrazine			
Chlorure de magnésium			
Sels inorganiques anhydres			
Tribromure d'arsenic			
Acide métaphosphorique			
Acide phosphorique			
Trichlorure d'antimoine			
Tribromure d'antimoine			
Bromure d'aluminium			
Sulfate acide d'ammonium			
Nitrate d'ammonium			
Thiocyanate de potassium			

Cires et solides organiques

- Anthracène
- Anthraquinone
- Naphtalène
- Naphtol
- Cire d'abeille
- Acide stéarique (suif)
- Paraffine amorphe

Les contenants de SCP, qui supportent la dilatation thermique, résistent à la corrosion, empêchent la sédimentation et favorisent l'échange thermique et la nucléation, sont plus onéreux que les substances elles-mêmes. Jusqu'à maintenant, c'est le coût qui empêche surtout l'utilisation des substances à changement de phase dans les systèmes de stockage.

6.3 COMMANDES

Les commandes d'un système solaire doivent assurer la captation et le stockage automatique de l'énergie solaire lorsqu'elle est disponible, et coordonner l'utilisation de l'énergie stockée en fonction des exigences de l'utilisateur. La captation devrait être maximisée, alors que la consommation d'énergie électrique devrait être minimisée. En cas d'une panne des commandes, le système devrait offrir une "sécurité totale". Tout cela devrait être fait simplement, logiquement, d'une façon fiable, et à bon marché.

Les trois éléments fondamentaux (figure 6.3.1) d'un système de commande sont les capteurs, les comparateurs et les dispositifs de sortie. Les capteurs (habituellement des capteurs de température) détectent ou mesurent des variables à des endroits pertinents du système. Les comparateurs comparent les conditions indiquées par les capteurs à quelques valeurs préréglées ou à la valeur mesurée par un autre capteur. Cette comparaison est utilisée pour activer les dispositifs de sortie selon un programme. Les dispositifs de sortie sont des dispositifs mécaniques tels que robinets automatiques, démarreurs de ventilateur ou de pompe, et commandes de moteur à vitesse variable.

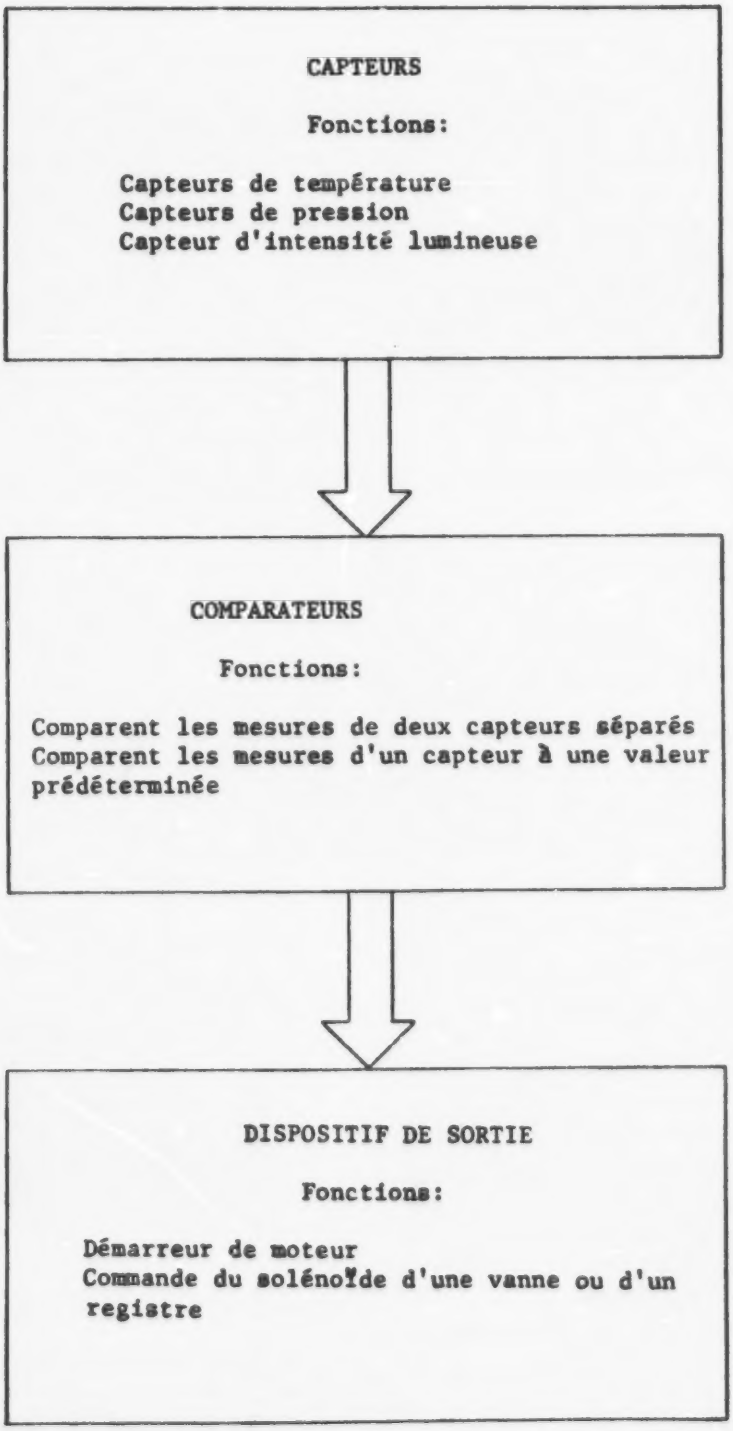
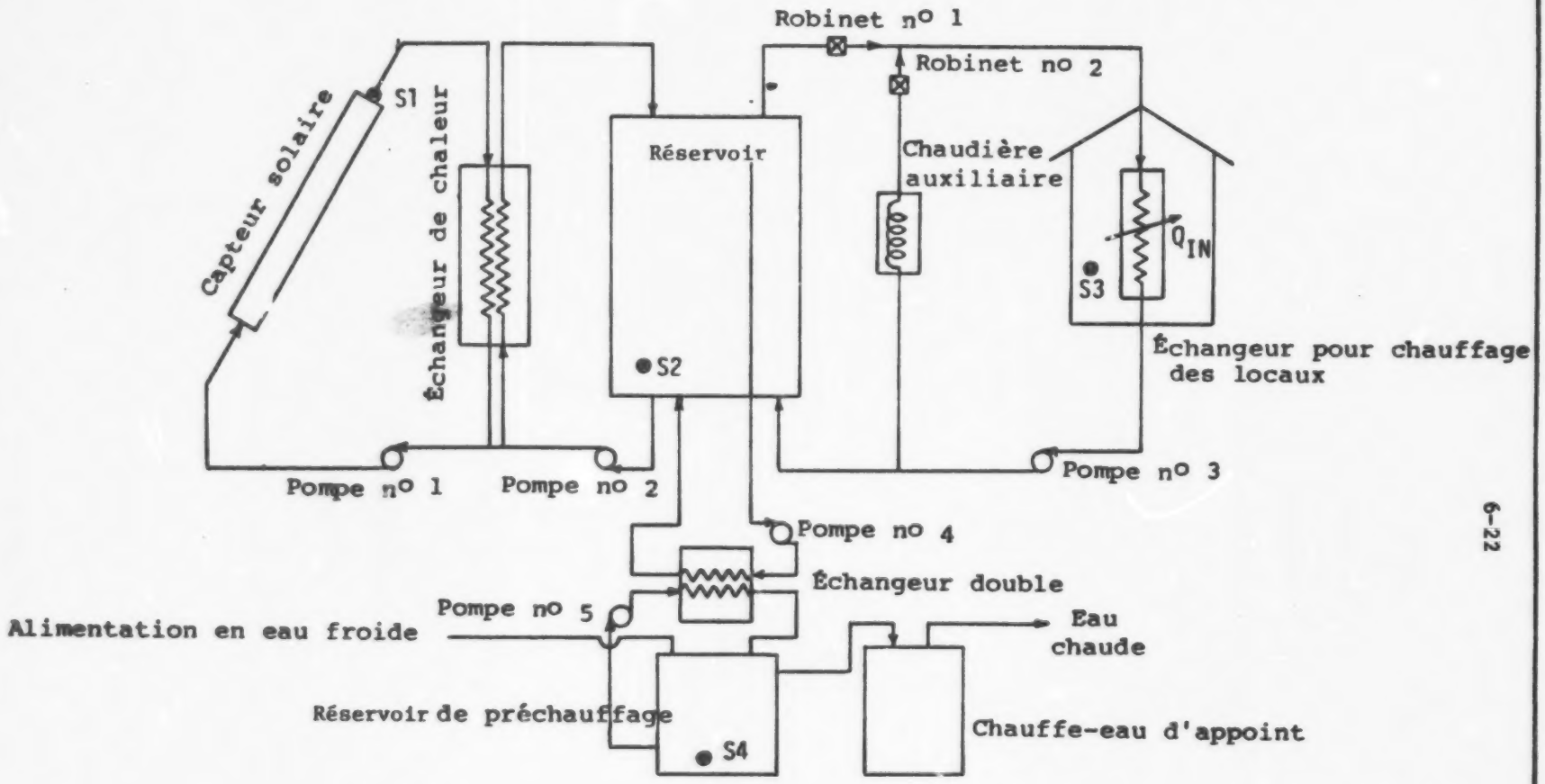

CAPTEURS
Fonctions:
Capteurs de température
Capteurs de pression
Capteur d'intensité lumineuse
COMPARATEURS
Fonctions:
Comparent les mesures de deux capteurs séparés
Comparent les mesures d'un capteur à une valeur prédéterminée
DISPOSITIF DE SORTIE
Fonctions:
Démarreur de moteur
Commande du solénoïde d'une vanne ou d'un registre

FIGURE 6.3.1



Emplacement des capteurs dans un système type de chauffage à liquide

FIGURE 6.3.2

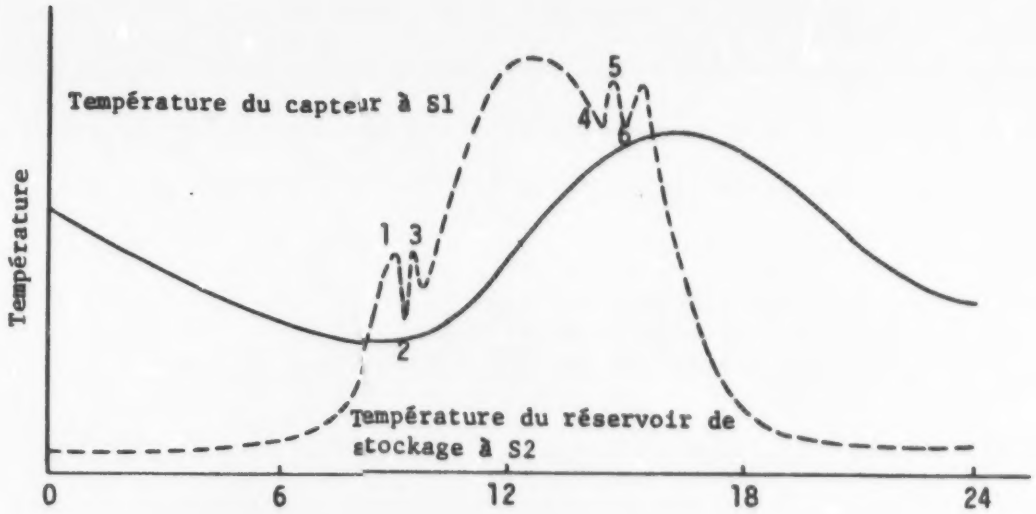
Les commandes les plus simples et les moins coûteuses sont les interrupteurs marche-arrêt. Les commandes avec modulation sont plus complexes et plus coûteuses, mais elles assurent un fonctionnement plus efficace du système. Toutefois, l'augmentation d'efficacité compense rarement l'augmentation de coût.

On comprend plus facilement le fonctionnement des commandes si elles sont regroupées par zones. Habituellement, un système de commandes peut être divisé en un certain nombre de segments logiques et séparés. Par exemple, le système de la figure 6.3.2 peut être séparé en trois zones:

1) circuit capteurs-stockage;
2) circuit stockage-préchauffage;
3) circuit stockage-chauffage des locaux.

6.3.1 Circuit capteurs-stockage

Lorsque les capteurs solaires reçoivent du rayonnement solaire incident, la température de l'absorbeur augmente et le caloporteur chauffe. Le capteur de température du capteur solaire (S1 sur la figure 6.3.2) perçoit cette augmentation de température. Un comparateur compare la température du capteur solaire et celle du réservoir de stockage. Lorsque la température mesurée par S1 est supérieure à celle du réservoir en S2 d'une valeur prédéterminée, les pompes de circulation (ou ventilateurs) du circuit capteur-stockage sont mises en marche. Lorsque la différence de température devient inférieure à une valeur prédéterminée légèrement plus basse, les pompes s'arrêtent. La différence de température nécessaire pour que les pompes démarrent est ordinairement de 10 °C et, pour qu'elles s'arrêtent, de 2 °C. Cette zone morte devrait être aussi importante que possible de façon à limiter le nombre de cycles arrêt-marche des pompes



Profils de température types des liquides dans les capteurs et le réservoir d'un système de chauffage à liquide

FIGURE 6.3.3

(ou ventilateurs) tout en maintenant une différence de température de démarrage assez faible afin de ne pas diminuer sensiblement le rendement du système. La figure 6.3.3 donne un exemple du profil de température de capteurs pour une journée ensoleillée et indique aussi les démarrages des pompes.

Le caloporteur est prélevé à la partie inférieure du réservoir (partie la plus froide) et retournée (après chauffage) à la partie supérieure. Ainsi, une stratification thermique est favorisée dans le réservoir et, comme la partie la plus froide du caloporteur est chauffée, le rendement du capteur devrait être maximal. La différence de température seuil, typiquement de 10 ^{o}C, devrait refléter cette stratification thermique et la chute de température dans la tuyauterie et les conduites, entre la partie supérieure du capteur et l'entrée du réservoir de stockage.

6.3.2 Circuit de préchauffage

L'eau chaude domestique préchauffée peut être prélevée directement du réservoir de stockage ou d'un circuit de préchauffage séparé (figure 6.3.2). Ce circuit de préchauffage séparé fonctionne selon le même principe que le circuit capteurs-stockage (prélèvement du fluide chaud de la partie supérieure du réservoir de stockage, passage dans l'échangeur de chaleur et retour à la partie inférieure du réservoir de stockage): l'eau froide est prélevée de la partie inférieure du réservoir de préchauffage, réchauffée dans l'échangeur de chaleur et retournée à la partie supérieure du réservoir de préchauffage. La température du réservoir de préchauffage est comparée à celle du réservoir de stockage; selon l'écart, les pompes de circulation sont mises en marche. L'eau préchauffée est acheminée vers le chauffe-eau où elle est portée à la température d'utilisation.

6.3.3 Circuit de chauffage des locaux

Les commandes du système de chauffage solaire doivent être intégrées à celles du système classique; un des moyens consiste à utiliser un thermostat à deux niveaux. Lorsque la température ambiante tombe en dessous du premier niveau, la chaleur du réservoir de stockage est dirigée vers le système de chauffage afin de satisfaire à la demande. Si le système solaire ne peut suffire à la demande, la température continue de tomber jusqu'au deuxième niveau; les commandes court-circuitent le système solaire et mettent en route le système classique. (Dans le système de la figure 6.3.2., le rotinet 1 se ferme et le robinet 2 s'ouvre, si bien que la circulation se fait à travers la chaudière auxiliaire déjà mise en marche pour satisfaire à la demande). Lorsque le système est réglé de façon à minimiser le nombre de cycles des fonctions des commandes, la température des locaux subit des variations importantes (5 °C). La réduction de la plage de fonctionnement diminue ces variations de température, mais augmente le nombre de cycles de fonctionnement. Un moyen de réduire les variations de température ambiante consiste à limiter l'utilisation de la chaleur stockée aux périodes où la température de stockage est supérieure à 40 °C ou 50 °C par exemple. Lorsqu'elle tombe au premier niveau du thermostat, la chaudière auxiliaire se met automatiquement en marche.

Un autre moyen consiste à séparer complètement les systèmes de chauffage classique et solaire, et à régler les commandes du système solaire à des températures légèrement supérieures à celles du système classique. Si la demande ne peut être satisfaite par le système solaire, la température ambiante tombe suffisamment pour qu'intervienne le système classique, qui, avant de s'arrêter, élève la température ambiante à une valeur légèrement inférieure au point de réglage du thermostat du système

solaire. Le système solaire continue de fonctionner jusqu'à ce que toute la chaleur stockée soit utilisée ou jusqu'à ce que le système ait satisfait la demande.

Cette méthode est la plus utilisée avec les capteurs à air. L'air fourni, disons à 25 °C, est utilisable pour le chauffage des locaux, alors que l'eau du réservoir de stockage doit être à 35 °C ou plus pour fournir assez de chaleur utile à travers un serpentin avec ventilateur. Cette différence des températures de fonctionnement peut conduire à un meilleur rendement du système avec des capteurs à air qu'avec des capteurs à liquide de rendement nominal analogue. Il est possible de réduire la température de stockage utile des systèmes à liquide au moyen de pompes à chaleur qui sont maintenant très répandues.

6.3.4 Choix et emplacement des commandes

L'emplacement des capteurs (détecteurs) est important pour le fonctionnement efficace des systèmes solaires. Il faut mesurer la température des capteurs solaires à la sortie, dans le haut du panneau. Si possible, il faut immerger le capteur de température dans le caloporteur. S'il ne peut être immergé directement, il faut bien s'assurer que les capteurs de température donnent la valeur exacte de la température du caloporteur dans le panneau solaire, ou de l'absorbeur. Le capteur de température des capteurs solaires devrait résister aux températures de stagnation sans se briser ni se détacher de sa monture.

Il faudrait placer dans la conduite du caloporteur allant des capteurs à l'échangeur de chaleur une commande pour couper les pompes lorsque la température du caloporteur est trop basse, cela afin d'éviter le gel de l'échangeur de chaleur en cas de panne des commandes et le

fonctionnement indû des pompes malgré la basse température du caloporteur.

Dans les réservoirs de stockage, des capteurs de température devraient être placés dans la partie inférieure pour mesurer la température de l'eau la plus froide (c'est elle qu'il faut chauffer), la stratification thermique pouvant être très importante.

Des limiteurs de température devraient être placés à la partie supérieure du réservoir pour mesurer les températures maximales.

Des limiteurs de pression devraient être placés dans des endroits stratégiques du circuit et fixés aux composants du système les plus sensibles à la pression.

Il serait bon de prévoir une méthode de vérification des fonctions de commande lors de la conception pour permettre à l'opérateur de réparer plus facilement le système.

Il se vend maintenant une grande variété de commandes à semi-conducteurs de bonne qualité, conçues spécifiquement pour les applications solaires. Elles sont généralement moins cher que les systèmes de commande hybrides, conçus à partir d'éléments de CVCA classiques dans le but de réaliser la logique de commande appropriée. De plus, les commandes conçues pour l'industrie solaire sont moins difficiles à installer et ont habituellement des caractéristiques utiles additionnelles.

On donne, dans les références à la fin du présent chapitre, la liste d'un certain nombre de publications sur les commandes pour systèmes solaires.

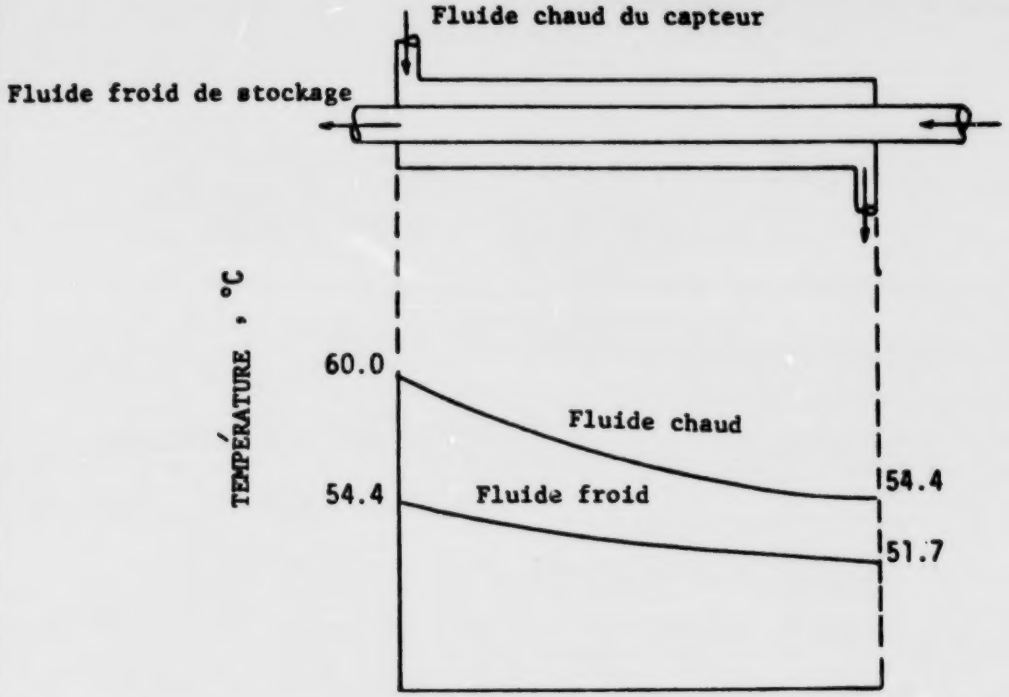
6.4 ÉCHANGEURS DE CHALEUR ET CALOPORTEUR

6.4.1 Introduction

Des échangeurs de chaleur faits de différents matériaux sont disponibles sous diverses formes et peuvent être utilisés pour diverses applications. Le choix d'une forme d'échangeur de chaleur est fonction des critères spécifiques de conception correspondant à l'application considérée.

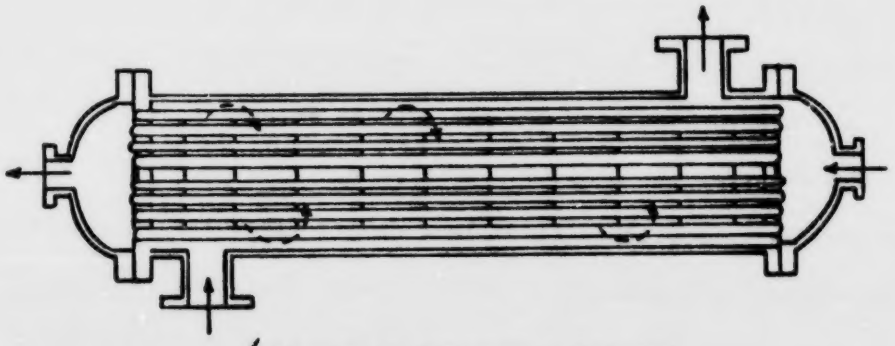
Dans les échangeurs de chaleur à contre-courant, où le fluide à chauffer et le liquide chauffant circulent en sens opposés (figure 6.4.1), on minimise la différence de température entre le fluide chaud sortant (circuit capteurs) et le fluide froid entrant (circuit stockage). Les échangeurs de chaleur à contre-courant et à faisceau tubulaire (figure 6.4.2), compacts et efficaces, conviennent aux systèmes solaires. Si l'échangeur de chaleur est utilisé pour chauffer l'eau domestique, il faut qu'il soit à double échange pour éviter la contamination de l'eau par le caloporteur, cette caractéristique pouvant être exigée par le code de la plomberie. On montre à la figure 6.4.3 un échangeur double. Il n'y a pas encore de politique nationale préconisant ce type, et les exigences varient d'une juridiction à l'autre. La sélection du type d'échangeur se fait d'après un classement des caloporteurs selon leur danger (toxicité) et la possibilité de non-détection des fuites. Ce classement détermine le type d'échangeur de chaleur qu'il faut utiliser pour le chauffage de l'eau domestique. Les tableaux 6.4.1 à 6.4.4 illustrent un classement semblable fondé sur les directives émises dans "Potable Water Protection in Domestic Hot Water Heating System" du CNRC, décembre 1979, numéro de contrat 079-010.

Les sections suivantes traitent de facteurs de sûreté des chauffe-eau domestiques solaires.



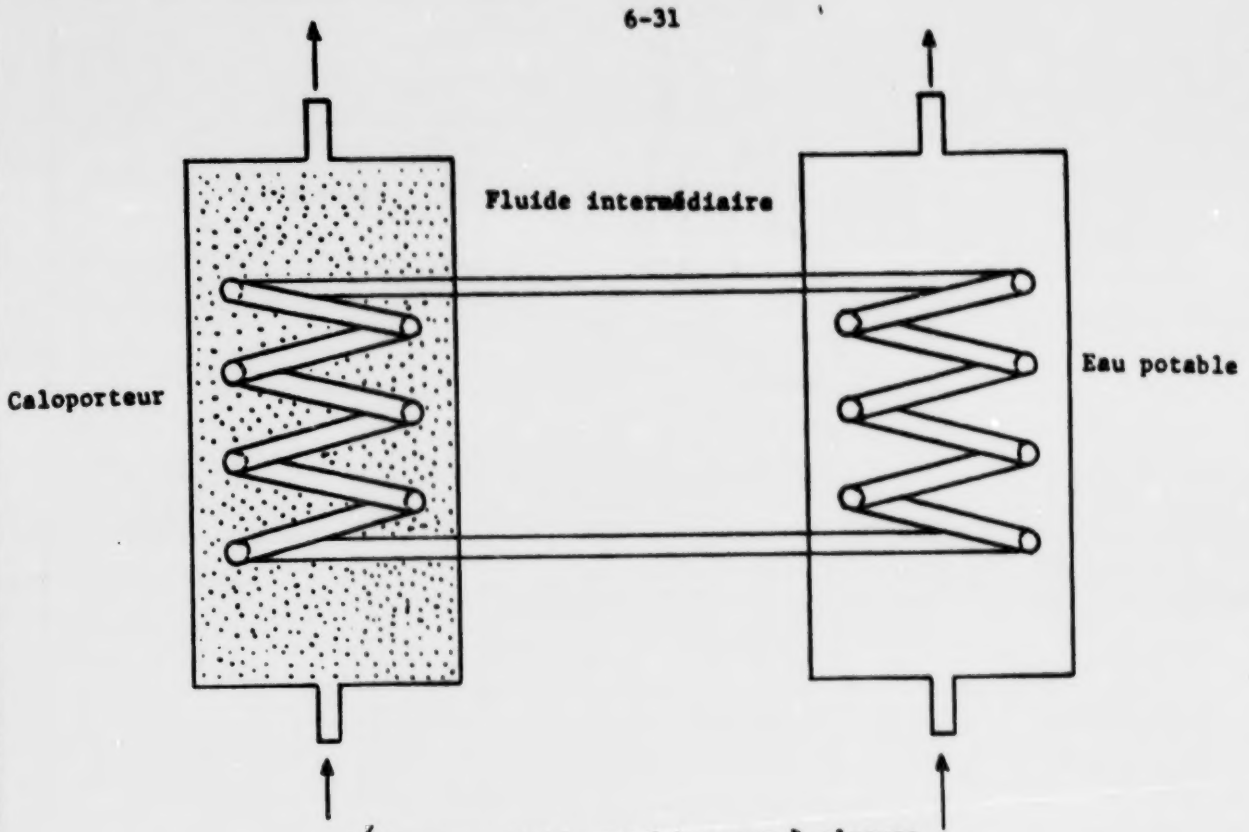
Échangeur à calandre, contre-courant et passage unique

FIGURE 6.4.1

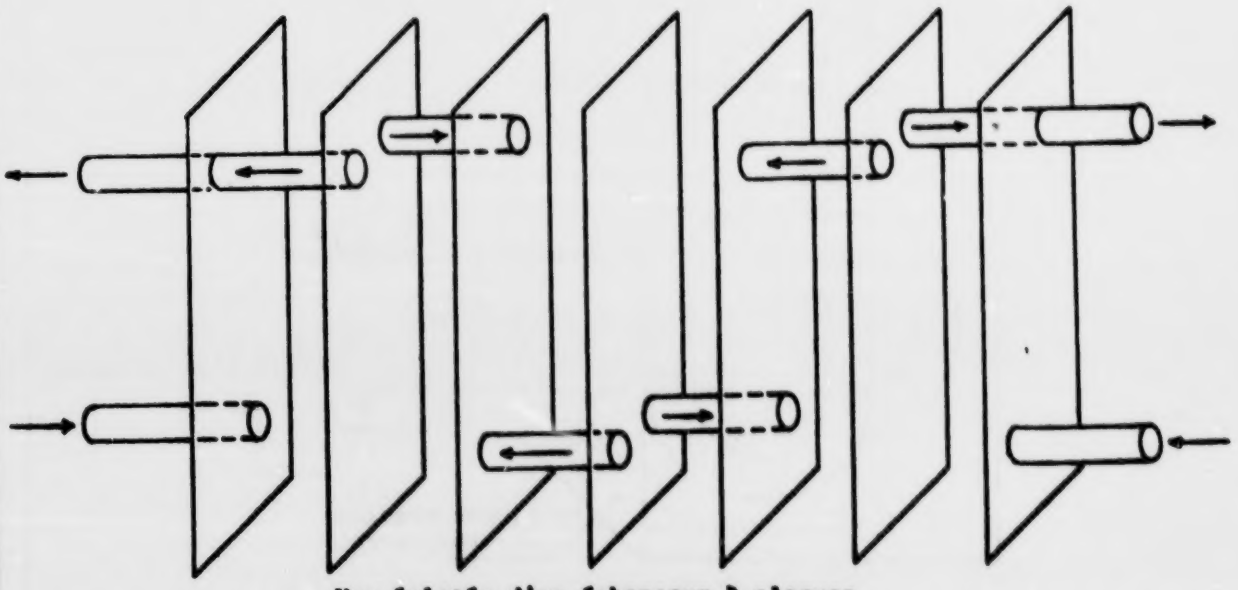


Échangeur à faisceau tubulaire

FIGURE 6.4.2

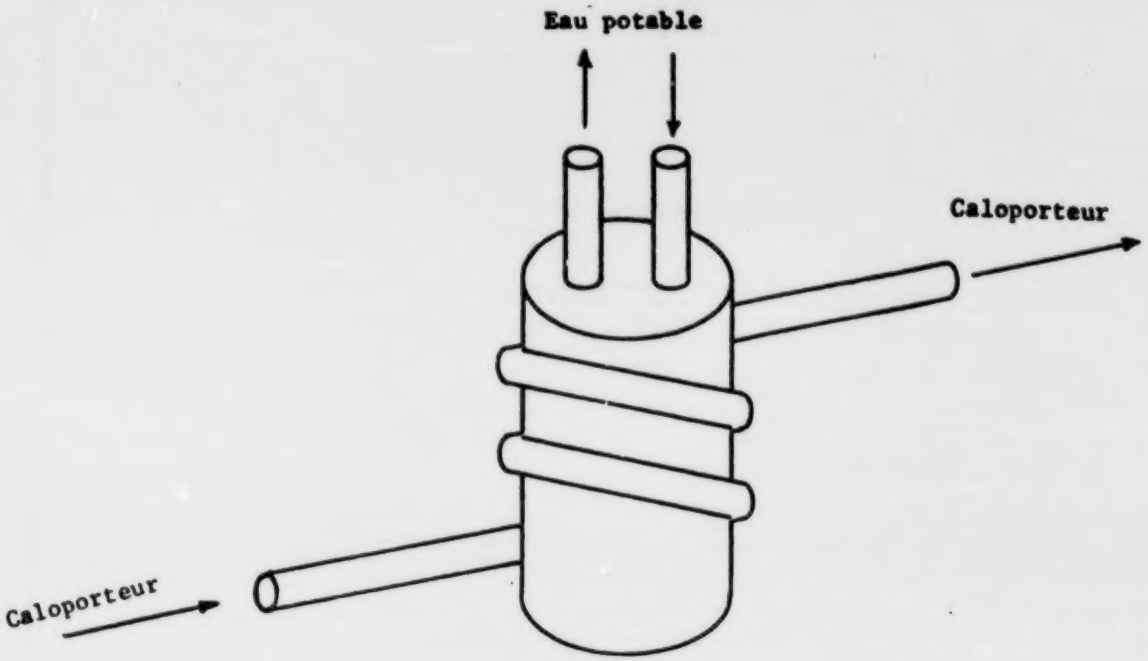


Échangeur double et échangeur à plaques

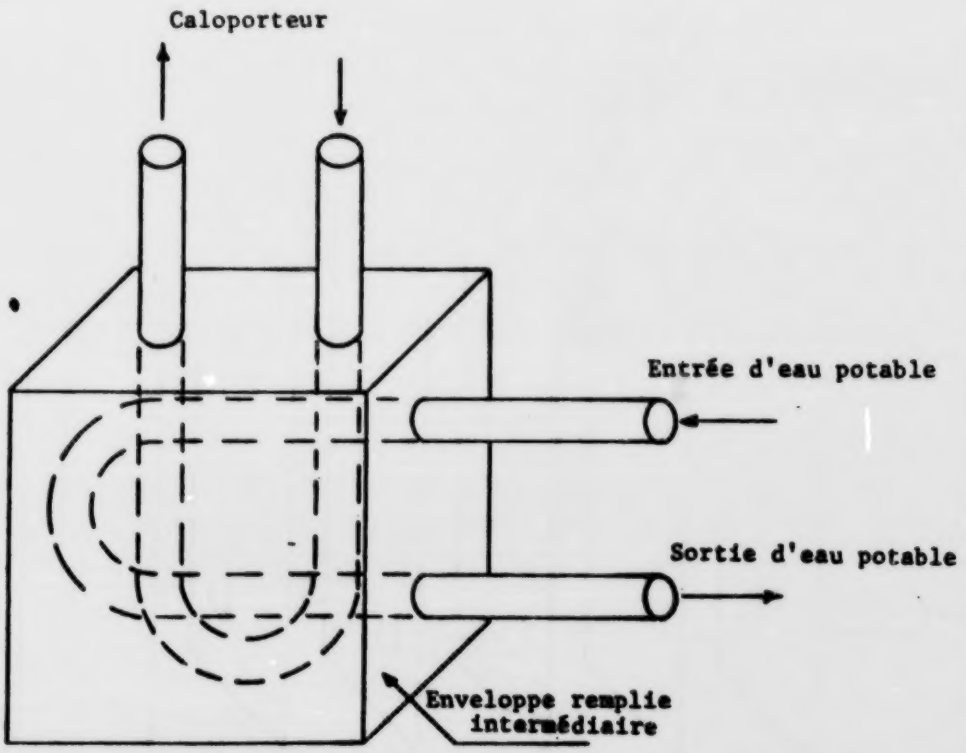


Vue éclatée d'un échangeur à plaques

FIGURE 6.4.3



Échangeur à serpentin sur enveloppe (contact étroit)



Échangeur à serpentin sur enveloppe et échangeur à deux tubes sous enveloppe

FIGURE 6.4.4

TABLEAU 6.4.1

CLASSIFICATION
DES CALOPORTEURS ET
DES LIQUIDES DE STOCKAGE

CLASSE A.a.	EAU POTABLE
CLASSE A.b.	TOUT LIQUIDE DE TOXICITÉ 1 À L'ÉCHELLE GOSSELIN, CONTENANT UN INDICATEUR APPROPRIÉ
CLASSE B.a.	TOUT LIQUIDE DE TOXICITÉ 1 À L'ÉCHELLE GOSSELIN
CLASSE B.b.	TOUT LIQUIDE DE TOXICITÉ 2 À L'ÉCHELLE GOSSELIN, CONTENANT UN INDICATEUR APPROPRIÉ
CLASSE C.	TOUT LIQUIDE DE TOXICITÉ 2 À L'ÉCHELLE GOSSELIN
CLASSE D.	TOUT LIQUIDE DE TOXICITÉ 3 À L'ÉCHELLE GOSSELIN

LES LIQUIDES DE TOXICITÉ DE PLUS DE 3 À L'ÉCHELLE GOSSELIN NE DOIVENT PAS ÊTRE UTILISÉS DANS UN SYSTÈME D'EAU POTABLE.

TABLEAU 6.4.2

CLASSIFICATION
DES ÉCHANGEURS À DEUX LIQUIDES

CLASSE 1.	ÉCHANGEURS SIMPLES
CLASSE 2.a	ÉCHANGEURS SIMPLES AVEC PROTECTION
CLASSE 2.b.	ÉCHANGEURS DOUBLES
CLASSE 3.	ÉCHANGEURS DOUBLES AVEC PROTECTION
CLASSE 4.	ÉCHANGEURS DOUBLES PERMETTANT LA DÉTECTION VISUELLE DES FUITES

TABLEAU 6.4.3

ÉCHELLE GOSSELIN DE TOXICITÉ
DE CERTAINS CALOPORTEURS COURANTS

INDICE	SIGNIFICATION	EXEMPLES
0	NON TOXIQUE	EAU POTABLE
1	PRATIQUEMENT NON TOXIQUE	PROPYLÈNEGLYCOL
2	LÉGÈREMENT TOXIQUE	ÉTHYLÈNEGLYCOL ÉTHANOL (ENTRE 2 et 3)
3	MODÉRÉMENT TOXIQUE	MÉLANGE D'ÉTHERS PHÉNYLIQUE ET BIPHÉNYLIQUE (DOWNTHERM A*)
4	TRÈS TOXIQUE	
5	EXTRÊMEMENT TOXIQUE	

* MARQUE DE COMMERCE

TABLEAU 6.4.4

COMBINAISONS ÉCHANGEUR-CALOPORTEUR ADMISSIBLES

CLASSE DE CALOPORTEUR	CLASSE D'ÉCHANGEUR			
	1	2	3	4
A	A	A	A	A
B	I	A	A	A
C	I	I	A	A
D	I	I	I	A

I - INADMISSIBLE

A - ADMISSIBLE

6.4.2 Réduction des possibilités de fuite

La conception et le choix minutieux des éléments réduit leurs possibilités de défaillance, donc de fuite de caloporteur. Une défaillance peut être le résultat d'une négligence, par exemple dans le soudage ou le brazage des joints de l'échangeur, d'une rupture d'un joint d'étanchéité ou d'un choc thermique excessif. La corrosion dans les systèmes utilisant des métaux sensibles peut être importante. Le pH du caloporteur, sa température, les concentrations d'oxygène et de produits chimiques dissous, les jonctions entre des métaux différents sont tous des facteurs qui peuvent accélérer la corrosion. Les débits élevés favorisent l'érosion, en particulier lorsqu'il y a changement de direction de l'écoulement comme c'est le cas dans les tubes en U des échangeurs. Si on porte une attention particulière au choix des matériaux utilisés dans le système, à la conception et à la construction des éléments, les risques de fuite peuvent être minimisés.

6.4.3 Réduction des possibilités de fuite de caloporteur dans l'alimentation d'un chauffe-eau

La possibilité d'une fuite entre le circuit du caloporteur et celui de l'eau à chauffer peut être éliminée de façon très efficace en réduisant le nombre de points potentiels de croisement. Habituellement, le seul endroit où il peut y avoir contamination dans un système à deux fluides est l'échangeur.

Avec des échangeurs doubles bien conçus et bien installés, toute contamination est presque impossible. Toutefois, les échangeurs doubles sont plus coûteux et moins performants que les échangeurs simples. Par ailleurs, il existe peu de données sur la performance des échangeurs doubles, et le choix est limité.

Une autre solution pour éviter toute contamination potentielle due à des fuites consiste à favoriser les fuites dans le sens le moins dommageable. En maintenant dans le circuit du caloporteur une pression inférieure à celle du circuit d'eau potable, toute fuite se fera de l'eau domestique vers le caloporteur. L'installation judicieuse d'un vase d'expansion de dimensions appropriées et de limiteurs de pression assurera dans le circuit du caloporteur une pression inférieure à la pression normale du circuit d'eau.

Une baisse de la pression dans le circuit d'eau potable augmente les possibilités de contamination, à moins que certaines mesures ne soient prises, comme la pose d'un purgeur à pression différentielle qui vide automatiquement le circuit du caloporteur si sa pression dépasse celle du circuit d'eau. Une seconde mesure est la vidange sous l'effet d'une fuite, qui est décrite dans la section suivante.

6.4.4 Détection

S'il se produit une fuite, il est important qu'il soit facile de la détecter. Dans un échangeur, la fuite se fait du fluide sous haute pression vers le fluide sous basse pression. Normalement, le circuit d'eau potable est à une pression supérieure à celle du circuit du caloporteur. Par conséquent, la fuite se fait vers le caloporteur dont la pression monte

et qui est dilué. Il y a surpression dans le circuit du caloporteur, ce qui provoque l'évacuation d'une partie du fluide. La dilution du caloporteur peut favoriser le gel des capteurs.

Pour qu'une fuite se produise vers le circuit d'eau potable, il faut que la pression du caloporteur soit supérieure à celle de l'eau. Cela se produit lorsque la pression de l'eau diminue beaucoup ou qu'à la suite d'une défaillance d'un élément, il y a surpression dans le circuit du caloporteur.

Si on introduit un colorant ou du mercaptan dans le caloporteur, l'eau se colorera ou prendra une certaine odeur en cas de fuite. Certains caloporteurs disponibles dans le commerce contiennent un colorant alimentaire concentré, auquel cas il faudrait en informer les utilisateurs.

6.4.5 Toxicité du caloporteur

Le concepteur d'un système solaire dispose d'une certaine latitude dans le choix d'un caloporteur pour un projet. Bien que certains sont non toxiques, les caloporteurs doivent toujours être considérés comme non potables. Un caloporteur non toxique peut le devenir du fait de la présence d'additifs ou d'inhibiteurs chimiques, d'impuretés arrachées ou dissoutes dans le circuit du caloporteur ou du fait d'une décomposition due à des impuretés, au vieillissement ou à des températures de fonctionnement élevées. En outre, un fluide non toxique peut toujours être remplacé par un fluide toxique. Le point de remplissage du circuit du caloporteur devrait porter une étiquette spécifiant clairement le nom et la durée prévue du caloporteur utilisé dans le système.

L'utilisation de l'eau domestique chauffée au solaire est un élément important dans l'évaluation des dangers potentiels. Normalement, l'eau chaude domestique n'est pas bue, mais utilisée pour le lavage et le nettoyage. Ces utilisations présentent beaucoup moins de danger puisque la concentration admissible pour le contact avec la peau est généralement de plusieurs ordres de grandeur supérieure au niveau admissible pour l'eau potable. Il est évident que si on utilise des caloporteurs non toxiques, le danger de toxicité n'existe pas. Des caloporteurs non toxiques ou de faible toxicité tels que le propylèneglycol, les fluides au silicone ou les huiles paraffiniques sont recommandés pour les systèmes d'eau potable lorsqu'il y a contamination possible.

6.5 CAPACITÉ DE L'ÉCHANGEUR D'UN SYSTÈME À DEUX FLUIDES

L'échangeur de chaleur a pour but de transférer l'énergie thermique absorbée par le caloporteur vers le réservoir de stockage. S'il est trop petit, une quantité insuffisante d'énergie est extraite du caloporteur et la température de ce dernier à la sortie de l'échangeur est trop élevée, réduisant le rendement des capteurs solaires. Si l'on dispose d'un échangeur de capacité appropriée, l'élévation de la température du caloporteur dans le système est modérée, et le système de captation donne un rendement maximum.

Le concepteur d'un sous-système de captation au glycol doit chercher un équilibre entre la surface de captation et la surface d'échange glycol-eau de l'échangeur de chaleur. Pour réaliser le même taux de stockage d'énergie solaire, un petit échangeur de chaleur nécessite une plus grande surface de captation qu'un échangeur de dimensions adéquates. Puisque les capteurs coûtent beaucoup plus cher que les échangeurs de chaleur, il faut choisir

un gros échangeur afin de maintenir le rendement de captation, et réduire la superficie de captation pour réaliser le même taux de stockage thermique.

La section suivante ne vise pas à donner au concepteur tous les détails sur l'échangeur glycol-eau idéal - le sujet est trop complexe pour être traité ici - mais plutôt un aperçu sur le dimensionnement des échangeurs dans un système au glycol pour lui permettre d'exercer son jugement en matière de spécifications des échangeurs, laissant la conception et le dimensionnement définitifs aux spécialistes de ce domaine.

Les échangeurs à deux liquides utilisés dans les systèmes de chauffage solaire de l'eau ont un comportement thermique différent de celui des échangeurs utilisés dans les systèmes avec chaudière. Les fabricants utilisent habituellement des programmes informatiques pour choisir des échangeurs pour leurs clients. Ces programmes de sélection se fondent sur un ensemble de conditions (constantes) spécifiées par le client. Toutefois, dans les systèmes solaires à eau chaude, les conditions de fonctionnement de l'échangeur ne sont pas constantes. Les fluctuations climatiques diurnes et les variations de la demande provoquent des variations importantes de la température du caloporteur au cours de la journée. Si on utilise un caloporteur de viscosité très sensible aux températures normales des capteurs plans, soit de 15 à 80 °C (59 à 180 °F), comme c'est le cas des solutions d'éthylèneglycol et de propylèneglycol, il faut choisir avec soin les valeurs des paramètres de conception de l'échangeur.

Les variations de viscosité modifient l'échange de chaleur de deux façons:

1. une forte viscosité ralentit l'écoulement du fluide, donc la turbulence, et abaisse la conductivité thermique de l'échangeur

2. une forte viscosité entraîne "l'épaississement" de la couche limite du fluide laminaire sur la paroi de l'échangeur, diminuant ainsi sa conductivité thermique.

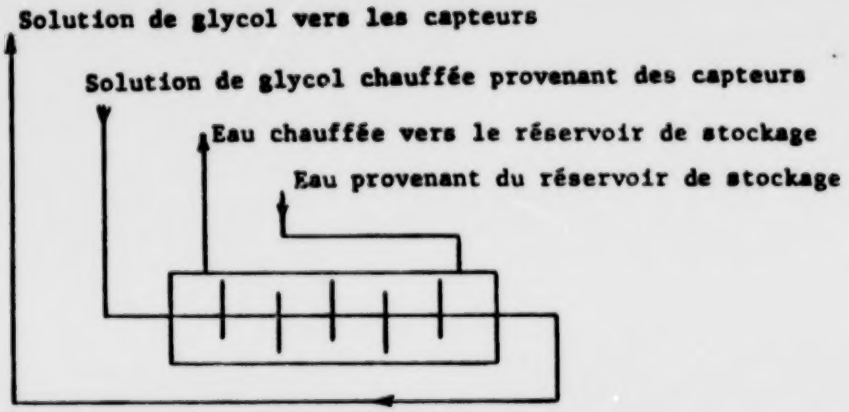
Les effets d'une forte viscosité sur la conductivité de l'échangeur peuvent être supprimés en augmentant le débit du fluide. Toutefois, cette solution n'est pas toujours applicable à cause de l'augmentation du coût de pompage.

En résumé, un échangeur de chaleur pour un système de chauffage solaire de l'eau, choisi à l'aide d'un programme informatique d'un fabricant d'échangeurs, ne sera pas de dimensions appropriées à moins que les valeurs des paramètres de dimensionnement thermique soient compatibles avec les conditions réelles de fonctionnement de l'échangeur.

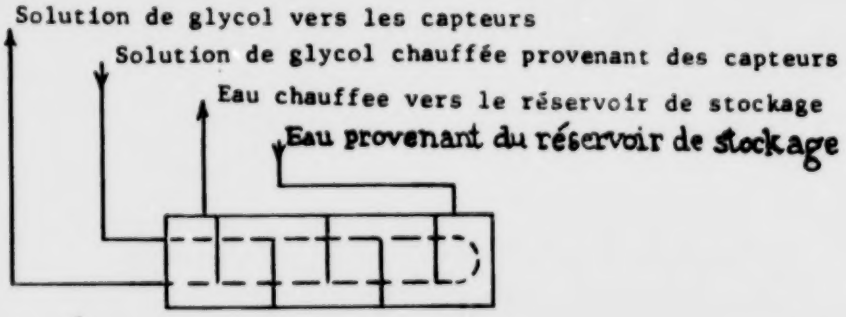
Voici trois types fondamentaux d'échangeurs glycol-eau utilisables avec des sous-systèmes de capteurs refroidis au glycol (voir figure 6.5.1).

L'échangeur à calandre et à contre-courant (figure 6.5.1A) servira d'exemple pour décrire l'écart de température d'un échangeur, facteur qui influe sur le dimensionnement de l'échangeur de chaleur, et, par conséquent, sur le rendement des capteurs.

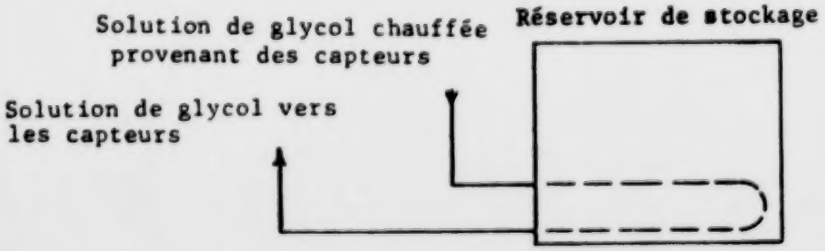
<u>L'écart de température d'un échangeur de chaleur</u> est la différence entre la température du caloporteur à l'entrée et le fluide à chauffer à la sortie de l'échangeur. La figure 6.5.2 illustre l'écart de température (ΔT) d'un échangeur solaire glycol-eau. L'échangeur présente un écart théorique de 10 °F (5,5 °C).



A: Échangeur à calandre et à contre-courant



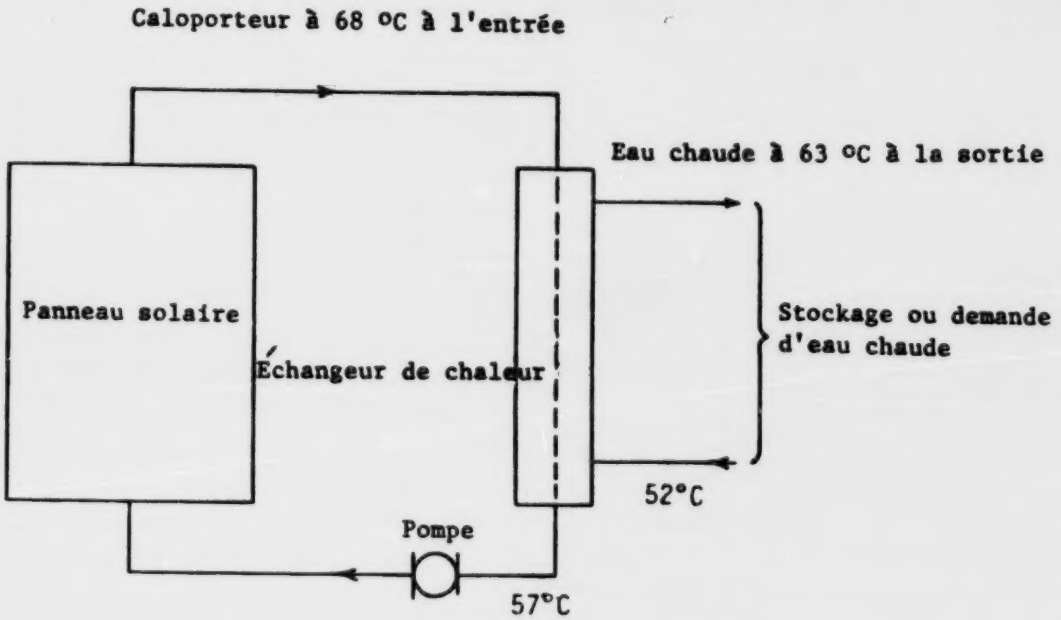
B: Échangeur à tube en U



C: Échangeur immergé dans le réservoir de stockage

Échangeurs utilisés avec capteurs à solution de glycol

FIGURE 6.5.1



Échangeur avec écart théorique de température de 5° (68°-63°-5°)

FIGURE 6.5.2

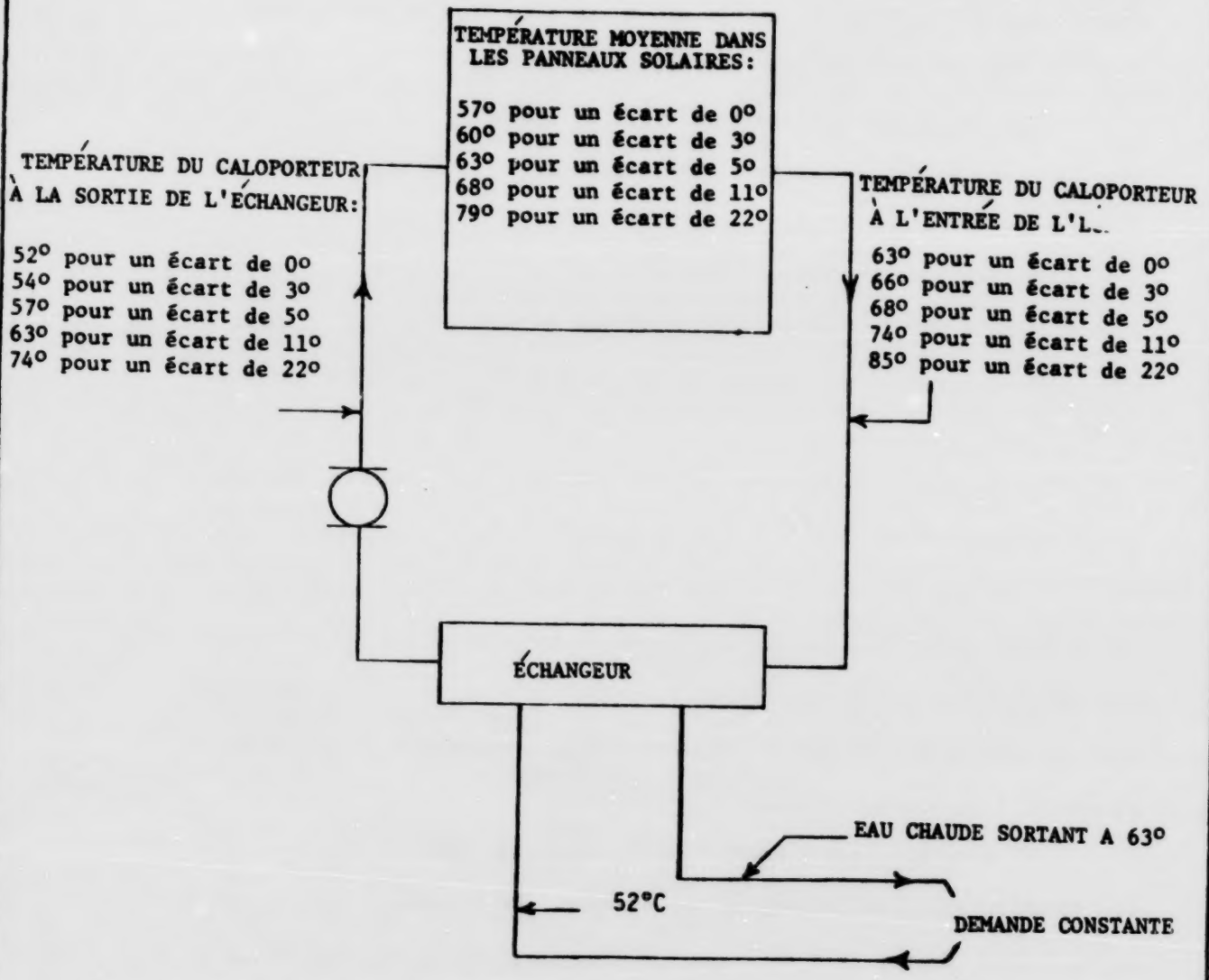
L'écart ΔT d'un échangeur dans un système de capteurs refroidis au glycol détermine, à cause de son effet sur la température des panneaux solaires, dans une grande mesure leur capacité à répondre à une demande donnée. Plus ΔT est élevé, plus la température moyenne du liquide des panneaux solaires doit être élevée pour satisfaire la demande.

La figure 6.5.3 illustre l'effet de l'écart théorique ΔT d'un échangeur de chaleur sur la température requise du caloporteur, pour une demande donnée.

L'écart de 0° de la figure 6.5.3 et du tableau 6.5.1 se rapporte à un système à eau à vidange temporaire sans échangeur et sert de base pour évaluer l'emploi de l'écart ΔT dans la spécification des échangeurs solaires glycol-eau.

L'échangeur glycol-eau utilisé dans un système solaire devrait présenter un écart de 2,8 °C à 8,3 °C (5 °F à 15 °F), la valeur recommandée étant 5,5 °C (10 °F), car s'il présente un écart inférieur à 2,8 °C, il est très difficile d'augmenter le rendement des capteurs, même en augmentant considérablement les dimensions et le coût de l'échangeur. Les échangeurs avec un écart supérieur à 8 °C réduisent excessivement le rendement des panneaux, malgré leur coût réduit.

A remarquer que l'écart ΔT est une mesure comparative grossière de dimensionnement des échangeurs de chaleur. Un échangeur avec un écart de 22 °C (40 °F) doit être 4 fois environ plus petit qu'un échangeur avec un écart de 4,5 °C (10 °F). La différence de coût n'est généralement pas proportionnelle. Vu le prix relativement élevé des panneaux solaires, il ne serait pas sage de couper sur le rendement des panneaux au profit d'une diminution relativement faible du coût d'un échangeur avec un grand écart théorique ΔT.



Variation de la température moyenne dans les capteurs en fonction de l'écart théorique ΔT de l'échangeur

FIGURE 6.5.3

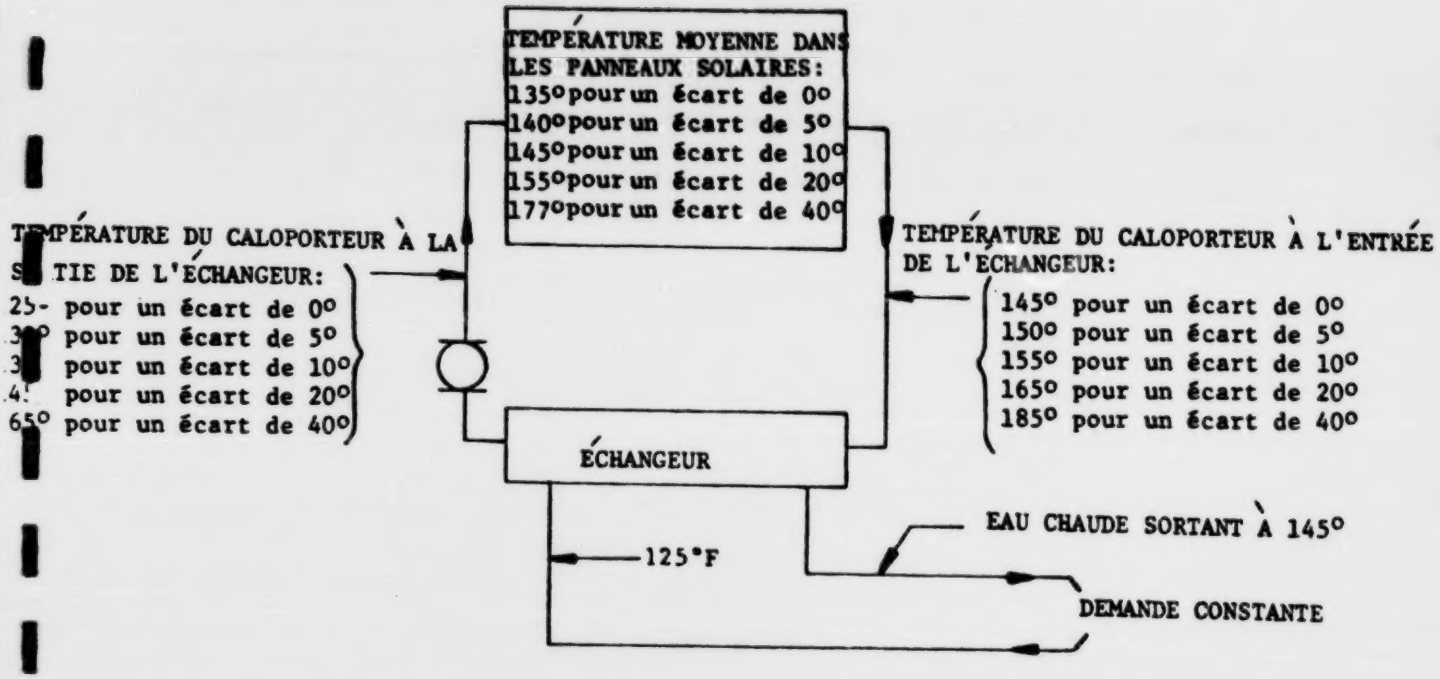


Figure 6.5.3 Variation de la température moyenne dans les capteurs en fonction de l'écart théorique ΔT de l'échangeur

L'augmentation de la température moyenne dans les panneaux solaires en fonction de l'écart ΔT de l'échangeur diminue le rendement des capteurs. Exemple: capteur de la figure 3.2, température extérieure 40°.

TABLE 6.5.1

ÉCART ΔT DE L'ÉCHANGEUR DE CHALEUR °F	TEMPÉRATURE MOYENNE DES PANNEAUX °F	TEMPÉRATURE EXTÉRIEURE °F	ΔT; TEMP. MOYENNE DES PANNEUX MOINS TEMP. EXTÉRIEURE °F	RENDEMENT DES PANNEUX AVEC INSOLATION DE 250 B.T.U./Pi²
0° (Base)	135	40	95	33
5°	140	40	100	32.5
10°	145	40	105	32
20°	155	40	115	29
40°	175	40	135	24

L'efficacité d'un échangeur, ε, est une mesure du rapport du taux réel d'échange de chaleur au taux d'échange maximal (limite thermodynamique) réalisable seulement dans un échangeur à contre-courant de surface infinie; elle peut être déterminée à l'aide des formules suivantes:

$$\varepsilon = \frac{C_h\ (T_{ec} - T_{sc})}{C_{min}\ (T_{ec} - T_{ef})} \qquad \text{(Eqn 6.5.1)}$$

$$\varepsilon = \frac{C_c\ (T_{sf} - T_{ef})}{C_{min}\ (T_{ec} - T_{ef})} \qquad \text{(Eqn 6.5.2)}$$

N.d.T. e = entrée; s = sortie; c = chaud; f = froid

Où C min est la plus petite valeur de C_c et C_h

C_c = chaleur spécifique du fluide froid
J/s. °C (BTU/h. °F)

C_h = chaleur spécifique du fluide chaud
J/s. °C (BTU/h. °F)

Le concepteur du système solaire devra spécifier les paramètres de sélection (type de fluides, écart ΔT, température et débit prévus des fluides, pertes de chaleur admissibles, facteurs d'encrassement, etc.) afin de permettre au spécialiste en transfert de chaleur de choisir l'échangeur de chaleur le meilleur marché et le plus efficace pour le système.

Lorsque des échangeurs à calandre sont utilisés, le concepteur de systèmes solaires devrait offrir au spécialiste les choix suivants pour optimiser le rendement à un coût minimal.

1. L'échangeur peut être à tube en U ou à tube droit et à contre-courant (voir figure 6.5.1).

2. L'échangeur peut comporter un ou plusieurs modules ou passages.

3. La solution de glycol peut circuler dans le tube ou dans l'enveloppe.

4. Un écart maximal ΔT de 5,5 °C est recommandé. La valeur de ΔT ne doit pas dépasser la valeur recommandée, mais peut y être inférieure, ce qui permet souvent d'utiliser des échangeurs de série plus gros que nécessaire, mais moins coûteux que les unités fabriquées spécialement pour respecter les spécifications.

5. La longueur maximale de l'échangeur peut être spécifiée par le spécialiste. Il faut prévoir assez d'espace pour pouvoir retirer les tubes de leur enveloppe.

6. La température théorique de fonctionnement de l'échangeur peut être spécifiée par le spécialiste. Comme les caractéristiques d'échange thermique des solutions de glycol varient grandement avec la température, c'est une variable importante. La température recommandée est de 40 °C (104 °F).

7. Le spécialiste peut spécifier un débit du fluide aussi élevé que possible pour maximiser le taux d'échange thermique.

6.6 POMPES ET TUYAUTERIE

Les pompes centrifuges constituent la meilleure solution pour pomper des fluides propres à des pressions modérées. Il existe déjà de nombreux modèles de différentes capacités, supportant différentes pressions, à des prix raisonnables.

Le choix d'une pompe pour caloporteur solaire nécessite une attention particulière. Les joints mécaniques, étanches à l'eau, peuvent ne pas l'être au caloporteur solaire. Les spécifications de la pompe doivent indiquer le caloporteur à pomper, de sorte que le fournisseur puisse choisir les bons joints.

La viscosité de la plupart des caloporteurs solaires varie beaucoup avec la température, ce qui influe sur les débits et les pressions dans la tuyauterie. La pompe choisie doit pouvoir fonctionner sans surcharge dans toute la gamme des viscosités de fonctionnement et doit déplacer la quantité requise de caloporteur en condition normale de fonctionnement.

Les moteurs de pompe doivent pouvoir supporter de légères surcharges, sans être anormalement surdimensionnés. La raison en est que les moteurs électriques de moins de 50 kW fonctionnent tous avec à peu près la même

quelle que soit la charge en condition normale de fonctionnement. A la figure 6.6.1, une courbe type puissance-rendement d'un moteur aide à démontrer ce principe. Si la charge d'un moteur électrique est doublée, passant de a à b, le rendement est porté de 40 % à 70 %, et la consommation d'énergie électrique n'augmente que de 14 %.

Pour minimiser les pertes de chaleur et de charge, les tuyaux doivent être aussi courts que possible et tous les robinets, tuyaux, réservoirs, échangeurs de chaleur, etc. doivent être isolés. La règle empirique de dimensionnement des tuyaux consiste à choisir des vitesses d'écoulement de 1,5 mètre par seconde ou moins. Des vitesses plus élevées donnent lieu à du bruit, de l'érosion dans la tuyauterie et des pertes de charge excessives. Un choix judicieux d'autres éléments du système permettra de réduire les pertes de charge générales.

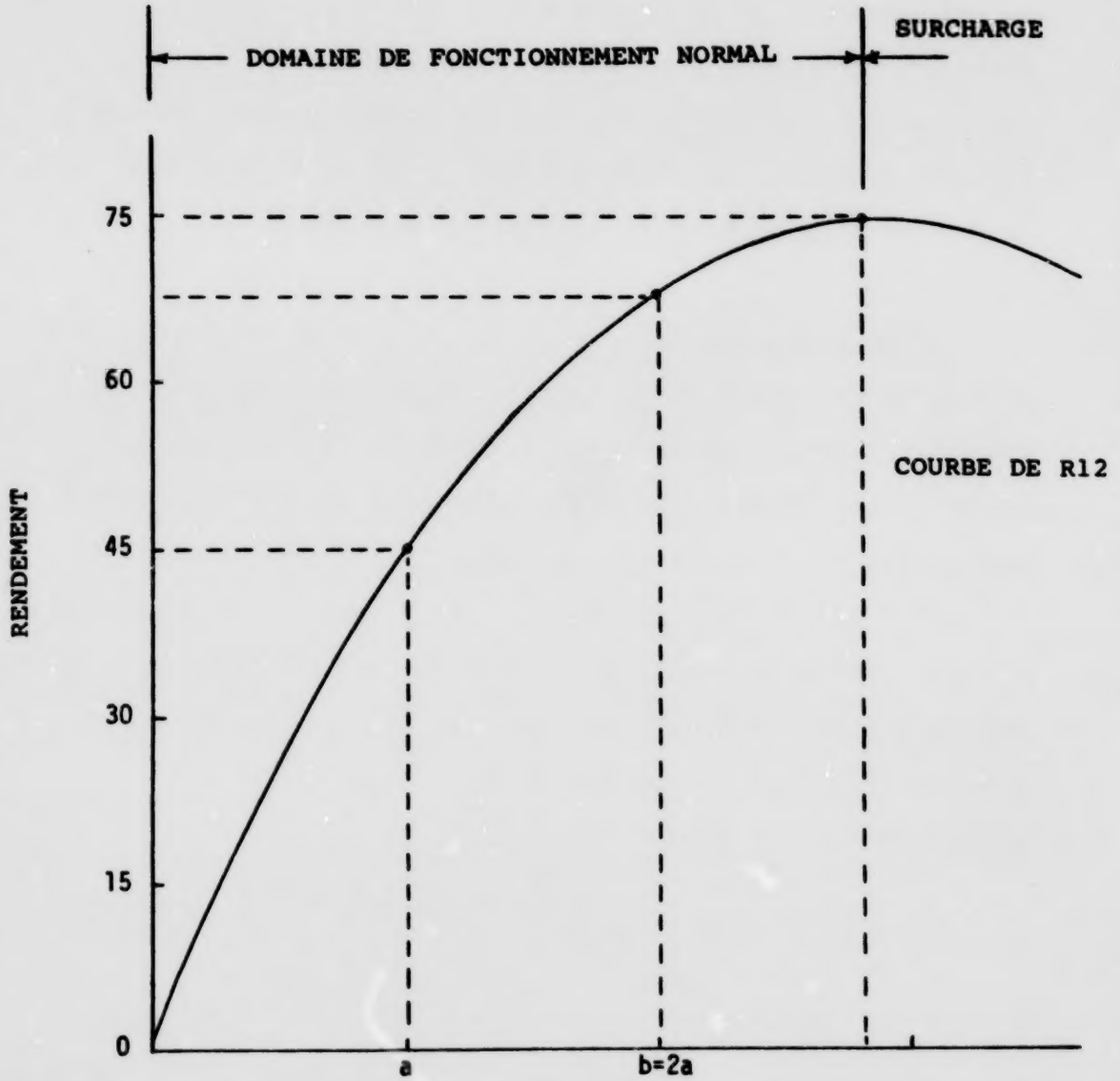

DOMAINE DE FONCTIONNEMENT NORMAL
SURCHARGE
RENDEMENT
75
60
45
30
15
0
a
b=2a
COURBE DE R12

FIGURE 6.6.1

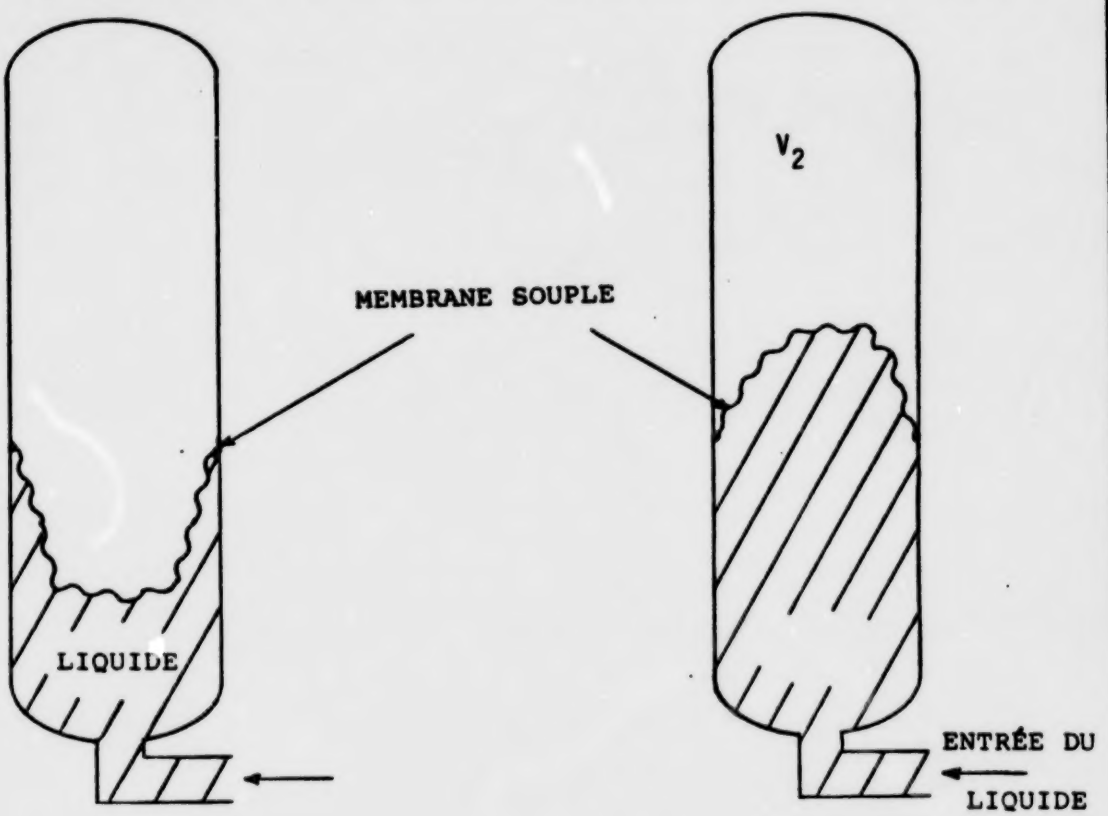
Il faut installer des crépines en amont des pompes pour réduire leur usure. Il est utile de placer des manomètres près des pompes pour mesurer l'écoulement dans la pompe lors d'essais de performance du système. Ces appareils peuvent aussi attirer l'attention sur des irrégularités dans la performance de la pompe. De la même façon, il est utile de placer des thermomètres à l'entrée et à la sortie de l'échangeur de chaleur pour évaluer la performance du système et pour choisir les écarts optimaux de température pour les fonctions des commandes. Il existe des lignes directrices AUES concernant les systèmes requis de surveillance des projets solaires.

Les circuits du calopoteur solaire subissent des fluctuations de température très importantes, allant parfois jusqu'à 200 °C. La dilatation et la contraction thermiques dans la tuyauterie et les répartiteurs des capteurs peuvent être extrêmes et nécessiter l'utilisation de circuits de dilatation, de compensateurs de dilatation ou de joints souples dans la tuyauterie même et entre les capteurs.

De la même façon la dilatation thermique du caloporteur doit être facilitée. Dans les systèmes qui ne sont pas sous pression, un franc-bord ou un trop-plein dans le réservoir de stockage peut permettre cette dilatation. Dans les systèmes sous pression, les variations de volume

peuvent être absorbées par des soupapes de sûreté ou des vases d'expansion. Les variations de volume sont de l'ordre de 5 % dans les réservoirs d'eau dont la température varie entre 4 ° et 100 °C. Les solutions de glycol dont la température fluctue entre 0 et 150 °C subissent des variations de volume de plus de 13 %. Lorsqu'il choisit un vase d'expansion pour un système en circuit fermé, le concepteur doit prévoir les variations de volume et les pressions de fonctionnement acceptables dans le circuit du fluide. La figure 6.6.2 comporte un schéma d'un vase d'expansion et donne les équations reliant la pression au volume qui sont utilisées dans le calcul des dimensions d'un réservoir.

VOLUME D'AIR V = VOLUME DU RÉSERVOIR - VOLUME DU LIQUIDE



MAIS

$V_2 = V_1$ - VARIATION DE VOLUME DU LIQUIDE

$$P_1V_1 = P_2 (V_1 - V)$$

$$P_2 V = P_2V_1 - P_1V_1$$

$$P_2 V = (P_2 - P_1) V_1$$

$$V_1 = \frac{P_2 V}{P_2 - P_1}$$

FIGURE 6.6.2

Références techniques

"Potable Water Protection In
Domestic Hot Water Heating Systems"

by: W. D. Aitken
N. B. Sheaf
NRC Contract 079-010
December 18, 1979

"An Assessment Of Problems Experienced With Operating Systems In Canada And The Northern United States"

NRC Solar Energy Contract # OSO77-00132
December, 1978

"Guide For The Configuration And Control Of Solar Heating Systems"

NRC Contract # O5SX-31155-8-2670
Solar Energy Project Report No. CON-1

"A Study Of Solar System Control Strategies And Control Systems"

NRC Contract # 15 SQ-31155-8-2650
Solar Energy Project Report No. CON-2

"Installation And Operating Guidelines For Solar Collector Panels"

Chamberlain Manufacturing Corporation,
845 Larch Avenue,
Elmhurst, Illinois 60126

"DOE Facilities Solar Design Handbook"

January, 1978
U.S. Department of Energy
DOE/AD-0006/1
Available from NTIS

"Model Document For Code Officials On Solar Heating And Cooling Of Buildings".

DOE/CS/4281-1

"Intermediate Standards For Solar Domestic Hot Water Systems/HUD Initiative".

NBSIR 77-1272

Solar Programs Office Design And
Feasibility Report Manuals.
Department of Public Works

"Guideline Notes On The Installation Of Some Active Solar Heating Systems".

NRC Contract No. CS1155-9-2686
Solar Energy Project Report No. INSTAL-1

"Principles Of Solar Engineering"

F. Kreith
J. F. Kreider
McGraw Hill 1978

Références générales

"The Sun Book"

Nova Scotia Department of Mines & Energy

ISBN 0-88871-003-8

"Turning On The Sun"

Ontario Ministry of Energy

"NRC Solar Information Series

Solar Heated Homes in Canada"

"Solar Systems in B.C."

B.C. Hydro Energy Conservation Division

TABLE DES MATIÈRES

Chapitre		Page
7	DURABILITÉ DES CAPTEURS ET DES SYSTÈMES SOLAIRES	7-1
	7.1 DURABILITÉ DES CAPTEURS SOLAIRES	7-1
	7.2 DURABILITÉ DES SYSTÈMES SOLAIRES	7-5
	7.3 CORROSION	7-13

LISTE DES FIGURES

Figure		
7.3.1	SÉRIES GALVANIQUES DE CERTAINS MÉTAUX ET ALLIAGES COMMERCIAUX PRÉSENTS DANS L'EAU DE MER	7-14
7.3.2	CORROSION PAR CREVASSE	7-16

CHAPITRE 7

DURABILITÉ DES CAPTEURS ET DES SYSTÈMES SOLAIRES

7.1 DURABILITÉ DES CAPTEURS SOLAIRES

Comme tous les éléments d'un système, les capteurs solaires sont sujets à différents problèmes potentiels qui peuvent entraîner une réduction de la performance et de la durée de vie, ainsi que des problèmes accrus d'entretien. Les problèmes les plus courants sont traités ci-dessous. Lorsqu'il évalue des capteurs, le concepteur d'un système devrait être très conscient de la façon dont les fabricants ont abordé ces problèmes potentiels dans les modèles qu'ils offrent.

1. Vitrage - Le tableau 3.2.1 est un résumé des propriétés de certains matériaux pour vitrage. Les vitrages sont sujets au bris dû à la projection de corps étrangers et aux contraintes thermiques, à la décoloration, à la fragilisation, à la perte de stabilité physique et à l'abrasion. Le bris dû à la projection de corps étrangers (vandalisme) ne s'est pas avéré un problème majeur, même dans les écoles publiques. La plupart des bris semblent venir de

contraintes thermiques excessives. C'est pourquoi on utilise en général du verre trempé ou durci à chaud là où il faut installer du verre. Les plastiques sont moins sujets au bris, quoique les vitrages en Tedlar se brisent parfois par temps très froid parce qu'ils sont trop serrés dans leur cadre. La décoloration des vitrages en plastique est due à la réaction de la lumière ultraviolette avec les molécules de polymère. Les polycarbonates comme le Lexan sont particulièrement sensibles à ce type de décoloration. Les vitrages de fibre de verre sont en général protégés contre l'UV par des revêtements protecteurs ou par l'addition d'inhibiteurs. Les fluorocarbones (PVF) comme le Tedlar sont sujets à la fragilisation lorsqu'ils ne sont pas suffisamment protégés. De nombreux plastiques perdent aussi de leur stabilité physique aux hautes températures. Certains films, par exemple, peuvent s'affaisser au point de toucher l'absorbeur. Dans les régions très venteuses, l'abrasion par la poussière transportée par le vent peut aussi poser un problème.

2. Absorbeurs - Le plus grand problème que posent les absorbeurs dans les capteurs à liquide est sans aucun doute leur corrosion éventuelle. La corrosion dans les capteurs et les systèmes est traitée en détail à la section 6.3. Comme la plupart des absorbeurs sont en métal, ils sont aussi sujets aux problèmes de dilatation thermique qui, dans des conditions extrêmes, peuvent causer un gondolement allant jusqu'à 3 cm. La dilatation thermique peut aussi faire céder les joints de soudure. Le blocage des conduites dû à la présence de corps étrangers est un dernier problème éventuel qui peut toutefois être surmonté par une bonne filtration.

3. Revêtements d'absorbeur - Les revêtements d'absorbeur peuvent se dégrader et se décolorer sous l'effet d'une chaleur ou d'une humidité extrême. Les surfaces sélectives peuvent prendre une teinte grise ou se décolorer. Il est aussi possible que le revêtement soit mal appliqué. Par exemple, les revêtements épais peuvent fissurer ou se dégaser aux hautes températures. Le tableau 3.2.2 résume les propriétés de certains revêtements d'absorbeur.

4. Isolation - Les problèmes d'isolation comprennent le dégasage du liant ou de l'isolant de mousse, la dégradation par l'humidité et l'instabilité dans les dimensions. L'isolant en vrac se tasse toujours et est rarement utilisé. Le polyuréthane (soufflé sur place) est instable au-dessus de 50 °C et a souvent fait gondoler des absorbeurs.

5. Condensation - En général, il y a condensation lorsque de la vapeur d'eau à l'intérieur du collecteur se condense sur un vitrage froid lorsque la température ambiante est faible. Elle peut réduire considérablement le rendement des collecteurs, ruiner le fini de la surface de l'absorbeur et accélérer la corrosion. Par conséquent, tous les collecteurs devraient comporter un certain mécanisme de contrôle des condensats. Trois types de solutions sont généralement adoptés: les dessicants (habituellement placés dans un évent), le scellement étanche du capteur (l'air à l'intérieur étant purgé de toute humidité) et les chantepleures et les évents (qui ne doivent jamais être bloqués).

6 Fuites d'air - Un scellement adéquat est essentiel à une bonne performance des capteurs. Les joints peuvent se dessécher, devenir fragiles ou se dégrader sous l'effet du rayonnement ultraviolet. Les joints de butyle sont très courants, mais l'expérience montre qu'ils donnent de mauvais résultats; les joints de silicone donnent les meilleurs résultats, mais sont très chers. Les fuites posent surtout des problèmes dans les capteurs à air. Il est intéressant de noter que les fuites peuvent effectivement améliorer la performance d'un système dans certaines conditions. Par exemple, si une fuite dans un capteur est moins importante que le taux de renouvellement en air frais du bâtiment (et qu'elle est donc nécessaire de toute façon), la température moyenne de fonctionnement du capteur sera réduite, et son rendement accru. Dans les systèmes de préchauffage, les fuites ne posent aucun problème.

7.2 DURABILITÉ DES SYSTÈMES SOLAIRES

Un grand nombre des problèmes classiques que posent les systèmes solaires tiennent à de mauvaise méthodes de conception et de construction qui passent souvent outre la

pratique courante. À mesure qu'elle se développe, l'industrie élimine un grand nombre de ces problèmes.

1. Systèmes de transport - Les problèmes les plus courants sont une isolation inadéquate des systèmes à liquide et des fuites dans les systèmes à air. Comme les deux problèmes sont difficiles à résoudre une fois le système installé, il faut s'y pencher minutieusement avant la mise en service définitive du système. Les systèmes solaires devraient être isolés plus que la normale, compte tenu du prix élevé de la chaleur qu'ils produisent. Il faudrait vérifier soigneusement les systèmes à air pour éliminer toute fuite avant l'application de l'isolant. Il est connu que des fuites dans les bouches d'air extérieures font geler les échangeurs de chaleur. Les joints en plastique et en caoutchouc souple finissent souvent par présenter des fuites sous l'effet de la température, de l'ozone ou du rayonnement UV, ou à cause d'une mauvaise installation des bagues de serrage.

2. Stockage - Les systèmes de stockage sont en général fiables. Il peut y avoir croissance de certains micro-organismes autant dans les

systèmes à air que dans les systèmes à liquide. On a aussi noté une mauvaise isolation et des fuites dans les très gros réservoirs de stockage.

3. Commandes - Les commandes sont souvent trop coûteuses, complexes et, partant, susceptibles de défaillir. Un perfectionnement trop poussé se traduit par un trop grand nombre de modes de fonctionnement et de dispositifs de commande. Des points de réglage mal établis multiplient les cycles et entraînent une usure indue du système. Les capteurs de température, notamment ceux des capteurs solaires, sont parfois mal situés et ne peuvent être remplacés. (De nombreux capteurs solaires ne peuvent recevoir de capteur de température). Des soupapes et des clapets qui se ferment trop lentement entraînent un gaspillage d'énergie, tandis que des électrovannes qui se ferment trop rapidement se traduisent par des coups de bélier. Un phénomène de thermosiphon peut s'établir si aucun clapet ni soupape de retenue n'est prévu. Le matériel de monitorage pour diagnostiquer les défaillances ou surveiller la performance est souvent insuffisant.

4. Installation - Des barrages de glace sur les toits peuvent être causés par l'ombre projetée par les capteurs. Un panneau de capteurs peut favoriser l'accumulation de neige et une pression accrue du vent sur les toits, facteurs dont il faut tenir compte lors de la conception. A noter qu'il faut incliner les capteurs à 65° environ pour empêcher la neige de s'y accumuler. D'autres problèmes peuvent aussi se poser: manque d'espace là où la neige s'accumule ou scellement inadéquat des trous pratiqués dans le toit. Lors de la conception, il faut aussi prévoir un certain jeu dans la tuyauterie et dans les modules. Il faut souvent avoir recours à des grues pour installer les capteurs. Les supports peuvent être très coûteux, et il faut toujours voir si on ne peut pas installer les collecteurs sur un mur vertical.

5. Entretien - Il est essentiel de planifier l'entretien. Il faut fournir avec le système un ensemble complet de dessins et d'instructions sur le fonctionnement du système. Se rappeler que le préposé à l'entretien de l'immeuble ou l'opérateur peuvent ne rien connaître des systèmes solaires.

Voici une liste de lignes directrices concernant la conception et l'installation.

1. L'installation solaire

ÉVITER toute obstruction du côté sud.

ISOLER le mieux possible l'installation et sceller les fuites d'air; se rappeler que l'économie d'énergie est la "source" d'énergie la moins coûteuse.

2. Montage des capteurs

PLACER le bord inférieur des capteurs bien au-dessus de la hauteur moyenne de neige (un montage sur un toit est idéal) pour permettre à la neige de descendre le long du toit.

S'ASSURER que le toit est étanche à l'eau sous les capteurs.

MAINTENIR un jeu de 2 à 5 cm sous les capteurs pour éviter que le toit ne pourrisse.

UTILISER un échafaudage temporaire ou un monte-charge à fourche pour installer les capteurs.

MONTER les capteurs en respectant la verticale.

3. Tuyauterie des capteurs

N'UTILISER de la tuyauterie en plastique ou en PVC, dont plusieurs types ne durent que cinq ans, qu'après une étude sérieuse, sauf pour les systèmes de chauffage des piscines.

NE PAS UTILISER des boyaux en caoutchouc avec des bagues à vis.

NE PAS UTILISER un vase d'expansion dans un circuit de capteurs fermé.

NE PAS INSTALLER une fenêtre en verre sur le vase d'expansion.

N'UTILISER que des capteurs à vidange et à remplissage.

INSTALLER des soufflets d'expansion ou des tubes en U pour prévoir la dilatation thermique.

N'UTILISER que du boyau hydraulique de la plus haute qualité, ou l'équivalent, lorsqu'il faut utiliser du boyau souple.

INSTALLER des purgeurs d'air automatiques ou manuels sur le dessus du réservoir.

NE PAS INSTALLER des pièges étanches en U renversé qui emprisonneront de l'air dans les canalisations.

PRÉVOIR le contrôle du pH et du point de congélation du fluide.

4. **Démarrage et vérification du système**

Vérifier les fuites à l'aide d'air comprimé à 207 kPa et d'un embrun de savon pulvérisé sur chaque soudure.

INSTALLER (du moins temporairement) un manomètre de 0 à 207 kPa ou plus.

REMPLIR LE SYSTÈME en commençant par le fond à l'aide d'une pompe auxiliaire.

5. Système de stockage

NE PAS SURDIMENSIONNER le système de stockage.

CONSTRUIRE une assise séparée pour le réservoir de stockage, si nécessaire.

ISOLER le réservoir à la mousse hydrofuge s'il doit être enfoui. Les réservoirs en PRV font l'affaire, mais coûtent en général plus cher.

6. Chaudière d'appoint

NE PAS INSTALLER le serpentin de chauffage solaire en aval de la chaudière.

INSTALLER le serpentin à éventail devant la soufflante de la chaudière.

NE PAS SURCHAUFFER le moteur de la soufflante.

7.3 CORROSION

Voici les cinq types de corrosion les plus courants et les méthodes de prévention et de contrôle à utiliser.

1. Corrosion galvanique

Ce type de corrosion peut se produire lorsque deux métaux différents sont en contact en présence d'un électrolyte, c'est-à-dire un liquide galvanique. La corrosion du métal le moins résistant (ou le moins noble) augmente tandis que la vitesse d'attaque du métal le plus résistant diminue. Le métal le moins noble est appelé l'anode et le métal le plus noble, la cathode. Les métaux peuvent être classés en fonction de leur résistance à la corrosion, comme dans les séries de force électromotrice ou galvanique. La figure 7.3.1 donne une série galvanique de certains métaux et alliages commerciaux.

Série galvanique de certains métaux et alliages commerciaux présents dans l'eau de mer

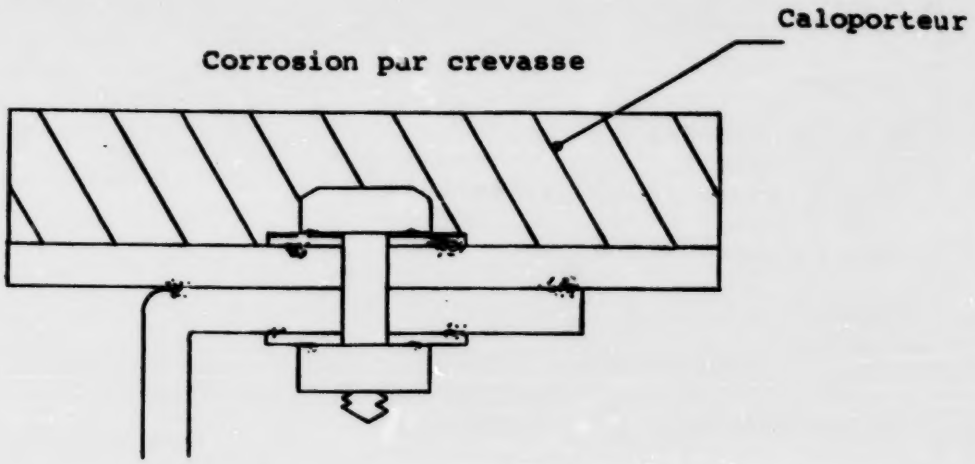
(Extrémité anodique ou active)

Magnésium et alliages de magnésium
Zinc
Aluminium commercial pur (1 100)
Cadmium
Aluminium 2024 (4,5 Cu, 1,5 Mg, 0.6 Mm)
Acier ou fer
Fonte d'acier
Acier au chrome (actif) 13 % Cr
Ni-Resist (fonte riche en Ni)
Acier inoxydable 18-8 (actif)
Acier inoxydable 18-8 - Mo (actif)
Soudures plomb-étain
Plomb
Étain
Nickel (actif)
Inconel (actif: 80Ni, 13Cr, 7Fe)
Hastelloy B (60Ni, 30Mo, 6Fe, 1Mn)
Chlorimet 2 (66Ni; 32 Mo, 1Fe)

Figure 7.3.1

Laitons (Cu-Zn)
Cuivre
Bronzes (Cu-Sn)
Cupronickels (60-90Cu, 4-10Ni)
Monel (70Ni, 30Cu)
Soudure d'argent
Nickel (passif)
Inconel (passif)
Acier au chrome (passif)
Acier inoxydable 18-8 (passif)
Acier inoxydable 18-8 - Mo (passif)
Hastelloy C (62Ni, 17Cr, 15Mo)
Chlorimet 3 (62Ni, 18Cr, 18Mo)
Argent
Titane
Graphite
Or
Platine

(Extrémité cathodique ou noble)


Caloporteur
Corrosion par crevasse

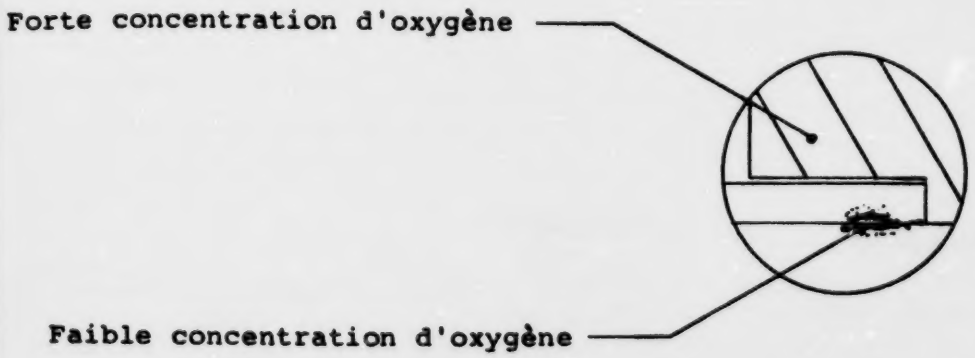

Forte concentration d'oxygène
Faible concentration d'oxygène

FIGURE 7.3.2

Méthodes de prévention - La méthode la plus répandue consiste à utiliser des métaux voisins dans la série galvanique. Des métaux différents (comme l'acier et la fonte) peuvent être mis en contact direct s'ils sont situés à l'intérieur du même crochet dans la figure 7.3.1. Une autre méthode consiste à éviter les combinaisons de métaux différents lorsque la surface du métal moins noble est petite par rapport à celle du métal noble. Il est aussi possible, évidemment, d'isoler électriquement des métaux différents. On peut appliquer un revêtement protecteur sur l'extrémité du métal noble ou ajouter à l'électrolyte des inhibiteurs chimiques.

2. Attaque uniforme

Il s'agit d'une forme de corrosion générale qui envahit toute la surface exposée. La simple oxydation d'un métal exposé à l'air en est un exemple.

Pour éviter ce genre de corrosion, il faut choisir des substances durables, ajouter les inhibiteurs appropriés à tout liquide mis en contact avec des surfaces vulnérables et appliquer des revêtements protecteurs sur les surfaces exposées.

3. Corrosion par crevasse

Dans ce type de corrosion, des cellules locales de corrosion s'établissent. Par exemple, les variations dans la concentration d'oxygène à travers la rondelle de la figure 7.3.2 peut rendre anodique la surface en contact avec la solution pauvre en oxygène, et anodique l'autre surface.

Pour éviter cette corrosion, il faut adoucir les points rugueux où l'humidité, la saleté et d'autres contaminants peuvent se loger. Il faut éviter les points rugueux et les transitions rapides dans la tuyauterie. Il faut concevoir le système pour pouvoir le vidanger complètement de façon à éviter les poches de fluide stagnant. Il faut éliminer tout oxygène du caloporteur - par exemple, en utilisant des séparateurs d'air. Il faut aussi utiliser des joints d'étanchéité non absorbants.

4. Corrosion par piqûre

Il s'agit d'une forme extrêmement destructive de corrosion localisée qui creuse des trous profonds dans le métal. Une fois qu'un premier trou est creusé dans le matériau, la corrosion s'accélère avec la formation d'une cellule de concentration localisée.

On peut utiliser des inhibiteurs chimiques (qui forment des pellicules sur le métal) ou des agents complexants (qui lient les ions métalliques dans la solution) pour éviter ce type de corrosion. On peut placer une colonne getter en amont du métal à protéger, en guise d'anode soluble. Une autre méthode consiste à utiliser de l'eau déionisée pour éliminer les ions chlorure susceptibles d'amorcer la piqûre. Il faut aussi utiliser un bon filtre.

5. Corrosion par érosion

Cette corrosion est une combinaison de l'attaque chimique et de l'usure destructive. Elle survient lorsque le fluide circule à haute vitesse.

On peut l'éviter en modifiant la forme et la géométrie du système de façon à réduire la turbulence. Il faut aussi limiter la vitesse du fluide. Le Conseil national de recherches du Canada recommande, pour l'eau ou des solutions à base d'eau, une vitesse maximale de 1,5 m/s lorsque la solution circule dans de la tuyauterie de cuivre et de 3,0 m/s lorsque le fluide circule dans de la tuyauterie d'acier. Il faut aussi ajouter une bonne crépine pour éliminer les particules abrasives qui peuvent user la surface de métal.

NOMENCLATURE

A	surface, auxiliaire, altitude
A_a	ouverture
A_c	surface de capteur
A_r	surface de récepteur
C	coût, concentration, capacité thermique
C_1, C_2	première et deuxième constantes de rayonnement de Planck
C_b	conductance d'une liaison
C_p	chaleur spécifique
D	diamètre (défini localement), fraction en acompte
E	énergie, équation du temps
e	pouvoir émissif, base des logarithmes naturels
F	rendement d'une ailette, fonction de contrôle (définie localement)
F'	rendement d'un capteur
F"	facteur d'écoulement d'un capteur
F_R	facteur d'extraction thermique d'un capteur
F'_R	facteur de transfert capteur-échangeur de chaleur,
f_s	fraction mensuelle du rayonnement solaire, longueur focale, fraction du nombre de jours par année avec différents K_T
FVA	facteur de valeur actualisée
g	accélération de la pesanteur
G	irradiance, W/m

G_{sc}	constante solaire, W/m
H	rayonnement quotidien, J/m
h	coefficient d'échange thermique, constante de Planck
I	rayonnement horaire, J/m; peut aussi être considéré comme un taux moyen horaire
i	taux d'intérêt
K	coefficient d'extinction
k	conductivité thermique, constante de Boltzmann
$\overline{K}_T$	indice moyen de clarté journalière par mois.
$K\tau\alpha$	correction d'angle d'incidence
L	longitude, longueur, distance, perte, charge, demande
l	longueur
$\dot{m}$	débit
n	jour de l'année, indice de réfraction, heure d'ensoleillement par jour
N	nombre de vitrages, longueur du jour, terme en usage en analyse financière ou économique
P_L	rapport sans dimension de l'énergie absorbée
P_S	rapport sans dimension de perte, modifié
P_{Sl}	rapport sans dimension de perte d'un capteur
Q	énergie par unité de temps, énergie
q	énergie par unité de temps, par unité de surface ou de longueur

r	rayon, rapport
R	rapport du rayonnement total sur un plan incliné au rayonnement dans un plan de mesure (habituellement à l'horizontale), résistance à l'échange thermique
$\bar{R}$	moyenne mensuelle de R
R_b	rapport du rayonnement d'un faisceau sur un plan incliné au rayonnement du faisceau sur un plan de mesure (habituellement à l'horizontale)
S	énergie solaire absorbée par unité de surface
T	température
U	coefficient d'échange thermique
V	volume massique
W	espacement des tubes
x	taux d'inflation
y	taux d'intérêt efficace (i-x)

Lettres grecques

α	facteur d'absorption, coefficient de diffusion thermique
γ	azimut d'une surface, épaisseur d'une liaison, facteur d'interception
γ_s	azimut solaire
δ	déclinaison, épaisseur (définie localement), dispersion
ε	pouvoir émissif, efficacité
η	rendement (défini localement)
θ	angle (défini localement), angle entre la normale d'une surface et le rayonnement incident
θ_c	demi-angle d'acception du CPC
λ	longueur d'onde
μ	viscosité absolue, cosinus d'un angle polaire
ν	viscosité cinématique, fréquence
ρ	facteur de réflexion, facteur de réflexion au sol, masse volumique
σ	constante de Stefan-Boltzmann
τ	facteur de transmission, temps
ϕ	latitude, angle (défini localement), coefficient d'utilisation
ω	angle horaire, angle solide

Indices

a	air, ambiant, absorbé, ouverture, annuel
b	corps noir, faisceau, arrière, liaison, lit
c	capteur, critique, vitrage, corrigé
d	diffus, jour
e	efficace, équivalent, bord
f	ailette, fluide, combustible
i	incident, entrée
L	perte
n	normal, midi
p	plaque
r	rayonnement, réfléchi, récepteur
T	incliné, sur un plan incliné
u	utile
z	zénith
λ	Longueur d'onde